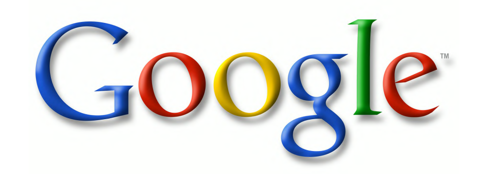
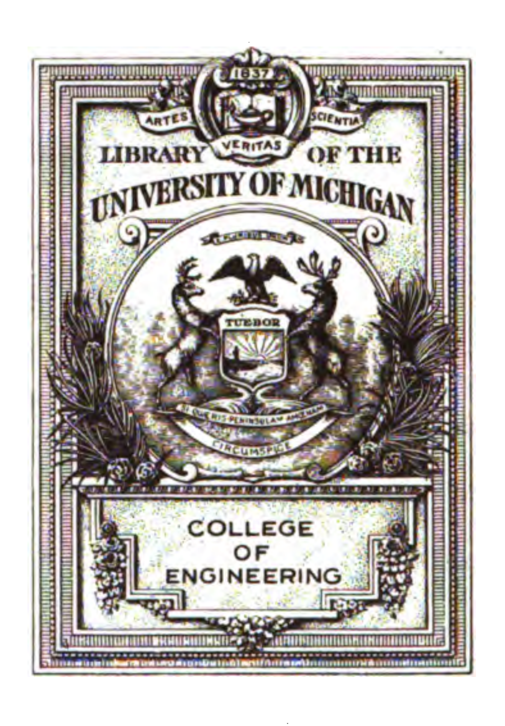
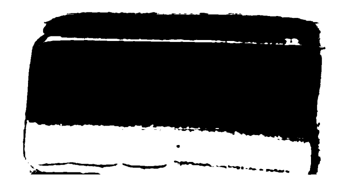





1837
ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
TUEBOR
CIRCUMSPICE
COLLEGE
OF
ENGINEERING



ÉCOLE SPÉCIALE DES TRAVAUX PUBLICS
DU BATIMENT ET DE L'INDUSTRIE
M. Léon EYROLLES, O. ✻, (O. I.), Ingénieur Directeur

ÉLÉMENTS
DE
MÉCANIQUE GÉNÉRALE
ET DE
MECANIQUE APPLIQUÉE

PROFESSEUR : M. ALGRIN
Ingénieur des Arts et Métiers
Ingénieur-Conseil de Sociétés de Constructions mécaniques

DEUXIÈME ÉDITION

PARIS
ÉCOLE SPÉCIALE DES TRAVAUX PUBLICS
Rue Du Sommerard, rue Thénard et Boulevard Saint-Germain

1917

ECOLE SPECIALE DES TRAVAUX PUBLICS
DU BATIMENT ET DE L'INDUSTRIE
M. Léon EYROLLES, O. ✻ (I.), Ingénieur-Directeur

ÉLÉMENTS
DE
MÉCANIQUE GÉNÉRALE
ET DE
MÉCANIQUE APPLIQUÉE

PROFESSEUR : M. ALGRIN
Ingénieur des Arts et Métiers
Ingénieur-Conseil de Sociétés de Constructions mécaniques

DEUXIÈME ÉDITION

PARIS
ÉCOLE SPÉCIALE DES TRAVAUX PUBLICS
Rue Du Sommerard, Rue Thénard et Boulevard Saint-Germain

1917
PROPRIÉTÉ DU DIRECTEUR DE L'ÉCOLE

COURS ET INSTRUCTIONS

Remis aux Auditeurs et Correspondants

... volumes constituant par spécialité une bibliothèque extrêmement importante.

— Français, Rédaction, etc.

Cours de Langue française. Liv. I. *Orthographe et syntaxe.* — Liv. II. *Rédaction*
Cours de Langue allemande.
— anglaise.
Cours de Calligraphie.
Cours de Sténographie
Cours de Rédaction des rapports.
Cours de Comptabilité commerciale appliquée à l'entreprise des travaux publics.
La France (*Géographie physique, politique et économique*).
Cours de Géographie des colonies françaises.

I. — Mathématiques élémentaires.

Cours d'Arithmétique élémentaire.
Cours d'Arithmétique.
Notions de Géométrie pratique.
Notions de Géométrie élémentaire.
Cours de Géométrie (M. DARRAS).
Cours de Géométrie (M. VASSAL). Liv. I. *Géométrie plane* — Liv. II. *Géométrie dans l'espace.* — Liv. III. *Courbes et surfaces usuelles*
Notions d'Algèbre et de Calcul trigonométrique.
Cours d'Algèbre.
Cours de Trigonométrie.
Notions de Géométrie descriptive.
Cours de Géométrie descriptive.
Notions de Stéréotomie.
Notions élémentaires de Mécanique.
Cours de Mécanique. Liv. I. *Statique* — Liv. II. *Cinématique et dynamique.*

II. — Mathématiques supérieures.

Notions sur les Dérivées et les fonctions primitives.
Compléments d'Algèbre.
Cours d'Analyse.
Cours supérieur d'Algèbre et Analyse. Liv. I. *Algèbre (compléments), calcul différentiel.* — Liv. II. *Calcul intégral.*
Cours de géométrie analytique.
Cours supérieur de Géométrie analytique. Liv. I. *Géométrie plane.* — Liv. II. *Géométrie dans l'espace.*
Cours supérieur de géométrie descriptive. Liv. I. *Géométrie descriptive.* — Liv. II. *Perspective.* — Liv. III. *Stéréotomie.*
Compléments de Mécanique. Liv. I. *Statique* — Liv. II. *Cinématique et dynamique.*
Cours de Mécanique générale et notions de Mécanique appliquée. Liv. I. *Cinématique.* — Liv. II. *Dynamique et statique*
Cours de Calcul graphique et nomographie
Introduction mathématique aux sciences techniques de l'Ingénieur.

IV. — Sciences physiques

Notions de Physique.
Cours supérieur de Physique. Liv. I. *Notions générales. Pesanteur. Hydrostatique. Chaleur.* — Liv. II. *Acoustique et Optique.* — Liv. III. *Magnétisme et Électricité*
Notions de Chimie.
Cours supérieur de Chimie. Liv. I. *Métalloïdes.* — Liv. II *Métaux.* — Liv. III. *Chimie organique.*
Cours de Chimie appliquée aux travaux publics.
Cours d'Analyse chimique. Liv. I. *Méthodes générales d'analyse quantitative.* — Liv. II. *Chimie analytique générale*
Cours de Chimie analytique appliquée à la métallurgie.

V. — Géologie, Minéralogie.

Notions de Géologie pratique
Cours de Géologie et de Minéralogie appliquées ... *Généralités.* — Liv. II. *Les Minéraux et les Ro...* Liv. III. *Paléontologie.* — Liv. IV. *Stratigra...* Liv. V. *Les Gîtes minéraux et métallifères.* — ... *Paléogéographie et Tectonique.* — Liv. VII. ...

VI. — Résistance des matériaux et stabilité des constructions

Notions de statique graphique et de Résistance des matériaux
Notions de Stabilité. Tabliers métalliques.
Notions de Résistance des matériaux appliqu... machines.
Cours de Statique graphique
Cours de Résistance des matériaux appliq... machines.
Cours de résistance des matériaux et de stabilité d... structions. Liv. I. *Théorie et résultats d'ex... Statique graphique.* — Liv. II. *Poutres droites... travée, charpentes, etc.* — Liv. III. *Poutres co... Poutres en arc.* — Liv. IV. *Murs de Réservoirs. ... soutènement. Voûtes. Ouvrages en béton armé.*
Les Murs de soutènement.

VII. — Hydraulique et industries agricoles

Notions élémentaires d'hydraulique
Notions sur les moteurs hydrauliques
Cours d'Hydraulique et applications. Liv. I. *Gé... Vannes, déversoirs, siphons, canaux, et aqueduc... jaugeage des cours d'eau. Moteurs hydrauliques.* — *Distribution d'eau et assainissement.* — Liv. II... *tion des eaux et assainissement des cours d'eau.* ... IV. *Moteurs hydrauliques.* — Liv. V. *Utilisa... chutes d'eau en vue de la production de l'éne... trique.* — Liv. VI. *Formation, Entretien et am... des cours d'eau.*
Cours de Drainage et irrigation.
Cours de Meunerie.

VIII. — Dessin technique, Croquis

Cours de Dessin graphique.
Instruction pour l'exécution du Dessin graphiqu...
Instruction pour l'exécution du Dessin d'architec...
Cours de Dessin industriel.
Instruction sur le Dessin des plans.
Instruction sur le Croquis à main levée
Instruction sur le Croquis à main levée. C... machines.

IX. — Mécanique appliquée, Machines

Éléments de Mécanique générale et de Mécaniq... quée.
Cours de Mécanique appliquée. Liv. I. *No... rales. Moments d'inertie. Pesanteur. Centre de ...* Liv. II. *Résistances passives. Équilibre des ...* Liv. III. *Force centrifuge. Volants et régulateu...*
Notions sommaires sur les Machines à vapeur.
Cours de Machines à Vapeur. Liv. I. *Générateurs ...* — Liv. II. *Moteurs.*
Cours de Thermodynamique.
Notions sur les Moteurs à explosion et à com...
Cours de Moteurs à gaz. Liv. I. *Étude théorique. ... gaz. Historique. Moteurs de moyenne puissance.* — *Moteurs de grande puissance. Moteurs à ... liquide.* — Liv. III. *Gazogènes. Entretien des ... gazogènes. Conduite d'une installation.*

1ère Partie.

Mécanique générale.

Chapitre I.

Du Mouvement.

§. 1er. — Caractéristiques et Classification des mouvements.

1. — Différents modes de mouvements. — Le mouvement d'un corps ou d'un point est caractérisé par deux éléments :

1° — la forme de la trajectoire ou chemin parcouru ;

2° — la relation des espaces parcourus aux temps correspondants.

2. — Classification des mouvements d'après la forme de la trajectoire. — Mouvement de rotation. — La trajectoire peut être rectiligne ou curviligne. le mouvement est alors

un mouvement rectiligne ou un mouvement curviligne.

Le mouvement de rotation, qui est celui d'un point assujetti à se mouvoir suivant une circonférence, est un cas particulier de mouvement curviligne.

Les mouvements rectilignes et curvilignes peuvent être continus ou alternatifs suivant que le point ou le corps considéré, pendant la durée de son mouvement, se déplace suivant la même trajectoire, dans un sens ou dans l'autre.

En résumé, un mouvement peut être :

rectiligne { continu, alternatif

curviligne ou de rotation { continu, alternatif

3. — Classification des mouvements d'après la relation des espaces et des temps.

— Le mouvement est dit uniforme lorsque les espaces élémentaires parcourus pendant des fractions de temps égales, sont égaux.

Le mouvement est dit varié lorsque les espaces élémentaires parcourus pendant des temps égaux, sont inégaux.

Le mouvement est dit accéléré ou retardé lorsque les espaces élémentaires parcourus pendant des temps égaux vont en croissant ou en décroissant.

Le mouvement est dit uniformément accéléré ou uniformément retardé lorsque les espaces élémentaires parcourus pendant des temps égaux croissent ou décroissent de quantités égales.

Le mouvement est dit périodique, lorsque les espaces

non élémentaires, parcourus pendant des temps non élémentaires égaux, sont égaux.

Exemple : Le mouvement du piston d'une machine à vapeur est périodique.

En résumé, un mouvement peut être :

uniforme.

varié { accéléré, uniformément accéléré, retardé, uniformément retardé.

périodique.

4. — **Mouvement uniforme.** — Le mouvement uniforme rectiligne ou curviligne, est caractérisé par trois éléments :

1° la vitesse, v, ou chemin parcouru pendant l'unité de temps ;

2° le temps, t, mesurant la durée du mouvement ;

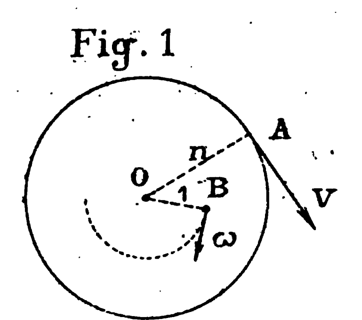
3° l'espace, e, ou chemin parcouru pendant la durée du mouvement.

Ces trois éléments sont liés par la relation :

$$e = vt.$$

Dans le cas d'un mouvement uniforme de rotation, on exprime la vitesse en fonction du rayon, en la rapportant à la vitesse d'un point parcourant une circonférence de rayon égal à l'unité.

Fig. 1



Si r est le rayon de rotation d'un mobile A (fig. 1) se déplaçant sur une circonférence ayant O pour centre et, si ω est la vitesse d'un autre mobile B situé à

l'unité de distance du centre, on a :

$$v = \omega r$$

et l'espace parcouru par le mobile A pourra s'exprimer par :

$$e = \omega r t.$$

On peut également dans le mouvement de rotation uniforme, exprimer la vitesse en fonction du nombre de tours effectués par minute.

Un tour représentant un espace parcouru égal à $2\pi r$, si le mobile fait n tours par minute, l'espace parcouru par seconde sera :

$$\frac{2\pi r n}{60} = \frac{\pi r n}{30}$$

5. — Mouvement uniformément varié. — Le mouvement uniformément varié est caractérisé par la quantité dont croît ou diminue la vitesse après chaque nouvelle unité de temps. Cette quantité s'appelle l'accélération du mouvement.

On la désigne en général par la lettre j et les lois du mouvement sont, pour un mobile partant du repos :

$$v = jt$$

$$e = \frac{1}{2} jt^2$$

qui donnent la vitesse et l'espace parcouru au bout d'un temps t.

Lorsque le mobile, au début du mouvement considéré, possède déjà une vitesse initiale v_0, les expressions ci-dessus deviennent :

$$v = v_0 + jt$$

$$e = v_0 t + \frac{1}{2} jt^2$$

Lorsque le mobile se meut sous l'action de la pesanteur (cas de la chute des corps), l'accélération du mouvement a une valeur déterminée qui est voisine de 9 mètres 80 ; on la désigne par la notation g. D'autre part, l'espace parcouru, qui est généralement un chemin vertical, c'est-à-dire une hauteur s'exprime par la notation h et les expressions deviennent :

$$v = gt$$

$$e \text{ ou } h = \frac{1}{2} g t^2$$

d'où l'on tire également :

$$v = \sqrt{2gh} \quad \text{et} \quad h = \frac{v^2}{2g}$$

Lorsque le mobile possède une vitesse initiale v_0, les formules ci-dessus deviennent :

$$v = v_0 + gt$$

$$h = v_0 t + \frac{1}{2} g t^2$$

$$v = \sqrt{v_0^2 + 2gh}$$

$$h = \frac{v^2 - v_0^2}{2g}$$

6. — Mouvement périodique. — On nomme ainsi les mouvement d'un corps qui repasse aux mêmes lieux de l'espace et dans les mêmes conditions, à des intervalles égaux de temps.

Soit p la période ou temps que le mobile met à revenir à une quelconque de ses positions, il se trouvera dans les

mêmes conditions et à la même place aux époques 0, p, 2p, etc quelle que soit d'ailleurs l'origine à partir de laquelle on commence à compter le temps.

Par exemple, un mouvement circulaire uniforme est périodique; le mouvement d'un pendule serait rigoureusement périodique si l'isochronisme était parfait.

---

§. 2. _ Inertie.

---

7. _ Principe de l'inertie. _ Un des principes fondamentaux de la mécanique est le principe de l'inertie qui s'énonce ainsi : Lorsqu'un corps n'est soumis à l'action d'aucune force ou qu'il est soumis à l'action de forces qui se détruisent, il conserve son état de repos ou de mouvement.

S'il est au repos, il reste au repos;

S'il est en mouvement, ce mouvement est rectiligne et uniforme.

On conçoit qu'un corps au repos ne puisse de lui-même se mettre en mouvement, qu'une machine ne puisse se mettre en marche toute seule, etc....

La conservation de l'état de mouvement est aussi évidente si l'on considère un corps pouvant se déplacer sans avoir à vaincre de résistances passives, telles que frottement, résistance de l'air, etc...

Le mouvement uniforme des machines résulte du principe de l'inertie. Si nous prenons comme exemple une machine à vapeur et si nous considérons l'arbre de couche

nous constatons que cet organe est sollicité dans un sens par l'action motrice de la vapeur, qui lui est transmise par l'intermédiaire du piston et de sa tige, de la bielle et de la manivelle ; mais nous observons aussi que ce même arbre est sollicité en sens inverse par l'effort résistant des machines ou des outils entraînés, auquel effort viennent s'ajouter tous les frottements des organes en mouvement, ainsi que les résistances de tous ordres qui naissent de ce mouvement même. Quand la machine tourne d'un mouvement uniforme, c'est qu'il y a égalité parfaite entre l'effort moteur et la somme des efforts résistants.

Chapitre II.

Chapitre II.

Des Forces.

§ 1er. _ Définition et représentation des Forces.

8. _ Généralités. _ On appelle force toute action qui modifie ou tend à modifier l'état de repos ou de mouvement d'un corps.

Une force n'a pas de résistance matérielle ; nous ne pouvons voir une force, mais nous en constatons les effets. C'est ainsi que la chute des corps nous révèle une force qui est la pesanteur ; le mouvement du piston d'une machine est produit par une force due à l'action de la vapeur ou des gaz employés ; la translation d'un véhicule implique un effort de traction de la part d'un animal ou d'un moteur mécanique ; l'attraction produite par l'aimant est la manifestation d'une force dite magnétisme, etc....

Dans une force on considère trois éléments :

1° _ le point d'application, point où la force est réellement et directement appliquée ;

2° _ la direction, ligne droite suivant laquelle serait entraîné le point d'application si la force considérée agissait seule ;

3° _ l'intensité ou grandeur. On mesure ordinairement

ce dernier élément en kilogrammes.

Dans l'étude de la mécanique une force est généralement représentée par un vecteur et cette force est suffisamment définie lorsqu'on connaît ses projections sur trois axes perpendiculaires dont le point commun est sur la ligne droite représentant la direction de la force.

9. — Mesure des forces. — Pour mesurer les forces, on compare leurs effets à ceux d'une force connue, qui est généralement la pesanteur.

Si l'on suspend un corps de poids P à l'extrémité d'une lame de ressort AB, cette lame s'infléchit d'une quantité BB' qui dépend du poids du corps.

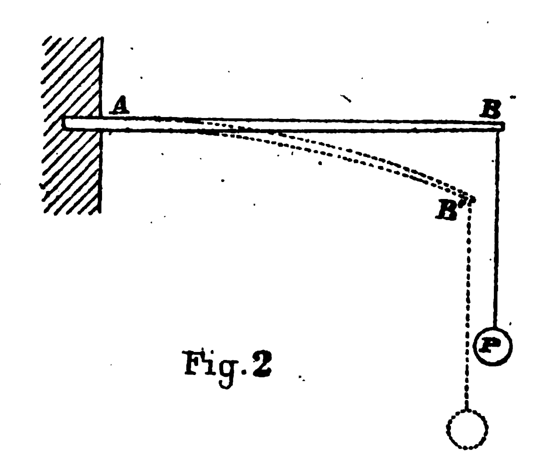


Fig. 2

Si, ensuite, on détache le corps de poids P et qu'on applique en B un effort mécanique produisant la même inflexion BB' on pourra exprimer l'intensité ou la grandeur de cet effort par le poids P, dont l'effet sur la lame de ressort était identique.

Les forces pourront donc toujours être comparées à des poids produisant sur des appareils appropriés des déformations, écarts ou développements équivalents.

L'unité adoptée pour la mesure des forces est le kilogramme, qui est le poids, à Paris, d'une masse étalon,

conservée au pavillon de Breteuil, et adoptée par convention internationale.

Les appareils qui servent à mesurer directement la grandeur des forces s'appellent Dynamomètres.

Il existe un grand nombre de systèmes de dynamomètres, mais ils sont presque tous construits d'après le même principe : une ou plusieurs lames ou fils d'acier formant ressort, soumis à l'action des forces à mesurer, subissent des déformations dont l'amplitude donne la grandeur des forces correspondantes.

Les types principaux de dynamomètres sont : le peson à lame courbe (fig. 3), le dynamomètre de Poncelet (fig. 4), le dynamomètre de Régnier (fig. 5)

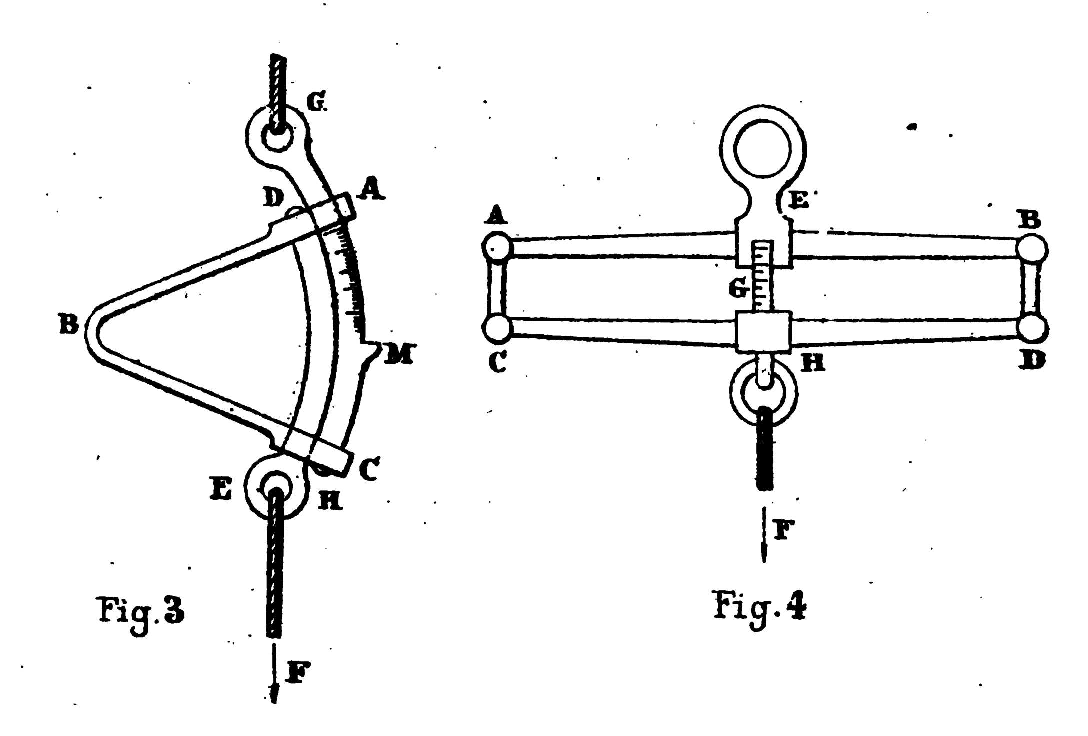
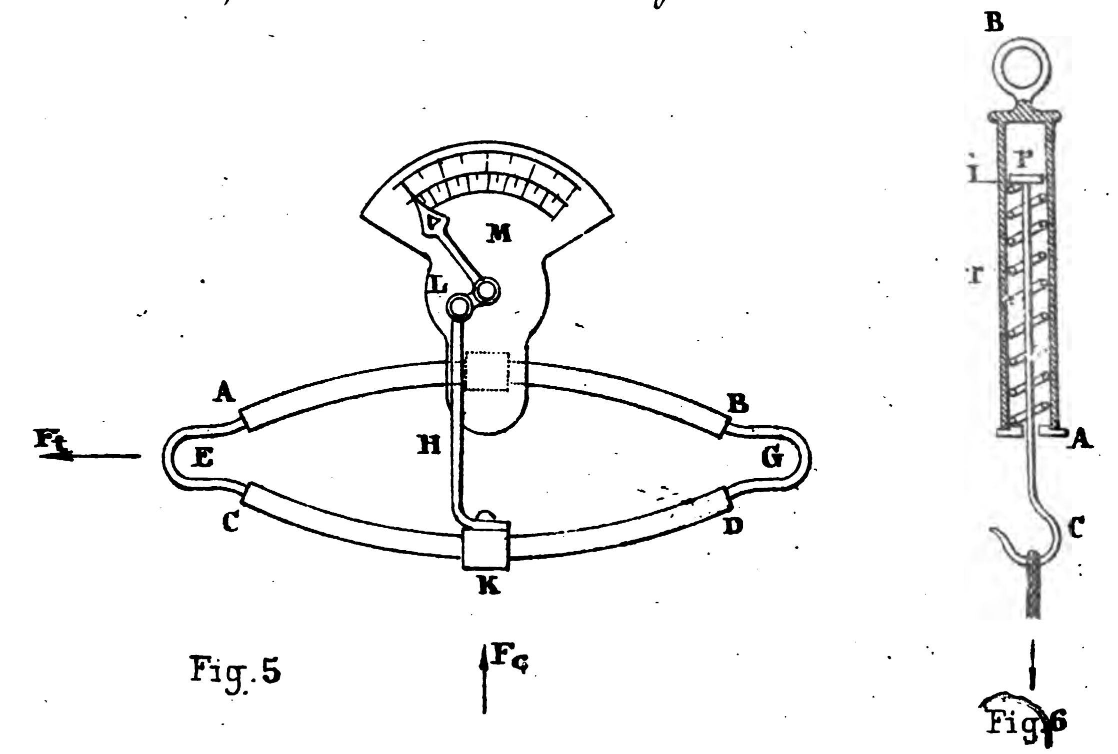


Fig. 3

Fig. 4

et le peson à ressort à boudin (fig. 6).



L'emploi des dynamomètres est très fréquent en mécanique. On les utilise notamment pour évaluer les efforts de traction et de compression, la tension des câbles et généralement toutes les forces qui interviennent dans le calcul des machines.

10. – Composition et décomposition des forces. – Définition. – On appelle composition des forces une opération par laquelle on remplace un système de forces appliquées à un corps, par une seule force équivalente, c'est-à-dire produisant les mêmes effets.

La décomposition des forces est l'opération inverse

de celle de la composition des forces.

11. — Composition des forces concourantes. — Triangle, parallélogramme et polygone des forces. —

Dans le cas où les forces données sont appliquées à un même point, on peut toujours les réduire à une seule force équivalente; les forces données sont les composantes; la force unique qui peut les remplacer est leur résultante.

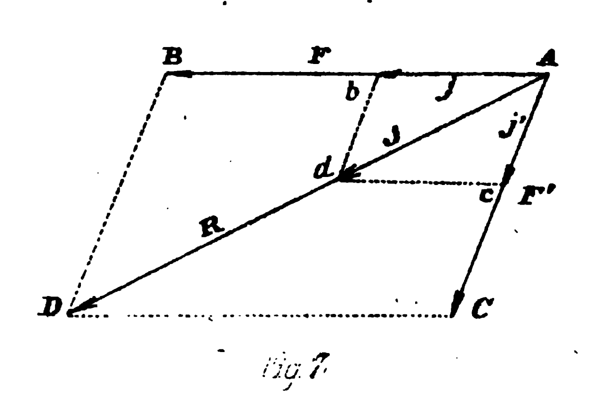


Fig. 7.

Considérons deux forces constantes, agissant simultanément sur un même point A partant du repos.

Soient F et F' ces deux forces agissant respectivement dans les directions AB et AC.

Si la force F agissait seule, elle imprimerait au mobile, dans la direction AB un mouvement uniformément accéléré dont nous représenterons l'accélération par j; si la force F' agissait seule, elle imprimerait au mobile, suivant la direction AC, un mouvement uniformément accéléré dont l'accélération serait j'. Mais on sait que le mouvement résultant sera lui-même un mouvement rectiligne uniformément accéléré, et si les accélérations j et j' sont représentées en grandeur et en direction par les segments de droites Ab et Ac, l'accélération résultante J sera représentée en grandeur et en direction par la diagonale

Ad du parallélogramme construit sur Ab et Ac comme côtés.

Il est d'ailleurs évident que l'effet de la force F ayant été d'amener le mobile en b, et l'effet de la force F' de lui faire faire le déplacement b, d, l'action simultanée des deux forces aura pour effet d'amener ce mobile en d.

D'autre part, comme nous le verrons plus loin, les forces étant proportionnelles aux accélérations qu'elles impriment à un même point matériel, nous voyons que $\frac{F}{j} = \frac{F'}{j'} = \frac{R}{j}$ et qu'en conséquence de cette équation de similitude, la diagonale AD du parallélogramme construit avec les longueurs AB et AC (représentant à une échelle convenue les forces FF', comme côtés) représentera en grandeur et en direction la résultante R des deux forces.

Cette construction, d'une application constante, en mécanique, est connue sous le nom de parallélogramme des forces.

Soit maintenant (fig. 8), à composer un nombre quelconque des forces situées dans un même plan et appliquées à un même point matériel O. Supposons que ces forces soient représentées en grandeur et en direction par les droites OA, OB, OC, OD, OE.

On composera d'abord les deux premières par la règle du parallélogramme et l'on obtiendra une première résultante partielle OB'. On composera OB' avec OC' par la même règle, pour obtenir une seconde résultante partielle OC'; puis OC' avec OD, ce qui donnera une troisième résultante partielle

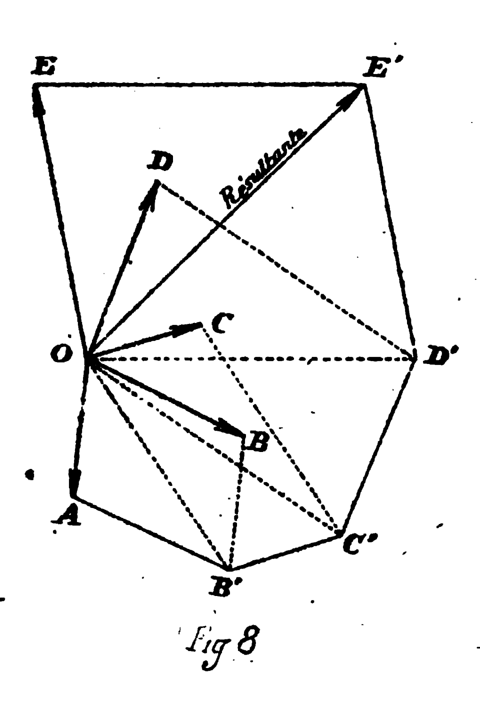


Fig 8

OD'; enfin on composera OD' avec OE, ce qui donnera comme dernière résultante partielle OE'.

Cette dernière résultante partielle sera la <u>résultante définitive</u> de toutes les forces données.

On remarque que pour obtenir OE', il suffit de construire la ligne brisée OAB'C'D'E', dont les côtés sont respectivement égaux et parallèles aux droites OA, OB, OC, OD, OE.

Si donc on trace une ligne brisée en plaçant bout à bout les droites qui représentent en grandeur et en direction les forces données, transportées parallèlement à elles-mêmes, la droite qui ferme la ligne brisée ainsi tracée représente en grandeur et en direction la résultante de ces forces.

Cette règle est connue sous le nom de règle du <u>Polygone des forces</u>. Il est à observer qu'elle subsiste, quel que soit l'ordre dans lequel on considère les forces à composer.

12. — <u>Décomposition des forces concourantes</u>. — Dans la composition des forces concourantes, nous avons eu à construire, pour déterminer la résultante, soit un <u>parallélogramme</u>, quand il s'agit de deux forces, soit un <u>polygone</u>, s'il s'agit de plusieurs forces dans le même plan.

Le problème de la décomposition des forces est le problème inverse, mais il peut être posé sous un grand nombre de formes.

Dans tous les cas, la <u>résultante est donnée et il s'agit de déterminer un système de forces qui lui soit équivalent</u>.

Dans la décomposition d'une force donnée en deux autres, on pourra se trouver en présence de quatre cas différents :

1°. — <u>Décomposer une force en deux autres connaissant les directions des deux composantes cherchées</u>.

Ce problème revient à construire un triangle dont on connaît un côté et les deux angles adjacents. La solution est toujours possible.

2°. — <u>Décomposer une force en deux autres, connaissant l'une des composantes en intensité et en direction</u>, ce qui ramène à la construction d'un triangle dont on connaît deux côtés et l'angle compris. La solution est toujours possible.

3°. — <u>Décomposer une force en deux autres dont on connaît les intensités</u>. — C'est la construction d'un triangle

dont les trois côtés sont donnés. Il faudra donc pour que le problème soit possible que la résultante donnée soit inférieure à la somme et supérieure à la différence des deux grandeurs des composantes. C'est là une condition connue.

4°. _Décomposer une force en deux autres connaissant l'une des composantes en direction et l'autre en intensité._ —

Le problème consiste à construire un triangle étant donné deux côtés et l'angle opposé à l'un d'eux.

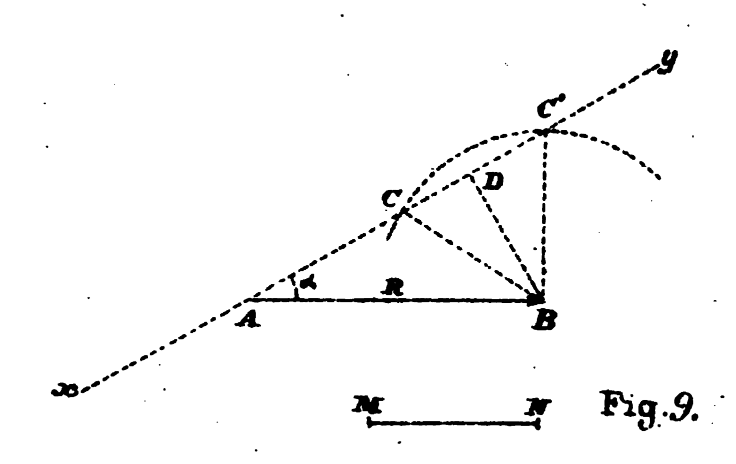


Fig. 9.

Soit $AB = R$ la force donnée à décomposer, xy la direction de la composante, F et MN la valeur donnée pour la composante F'.

Il suffira évidemment, du point B comme centre, de décrire un arc de cercle avec MN pour rayon ; mais il pourra se présenter trois cas : Ou bien l'arc de cercle coupera la direction x, y en deux points tels que C, C' ; ou bien il sera tangent à cette direction en D ; ou bien il ne l'atteindra pas.

La perpendiculaire B abaissée du point D sur la direction α, y étant égale à $R \sin\alpha$, le résultat sera le suivant :

Si $F' > R\sin\alpha$, il y aura deux solutions :

$$F = AC \quad \text{et} \quad F_1 = AC'$$

Si $F' = R\sin\alpha$, il y aura une seule solution :

$$F = AD$$

Si $F' < R\sin\alpha$, il n'y aura pas de solution et le problème sera impossible.

13. — <u>Composition des forces parallèles de même sens et de sens contraire.</u> — <u>Lorsque les forces à composer sont parallèles</u>, il n'est pas possible d'appliquer les règles que nous avons indiquées pour les forces concourantes. En effet, les forces parallèles ayant leur point de concours à l'infini, on ne possède aucun moyen de tracer le ou les parallélogrammes permettant de déterminer la grandeur et la position de la résultante. On est conduit dans ce cas à l'artifice suivant :

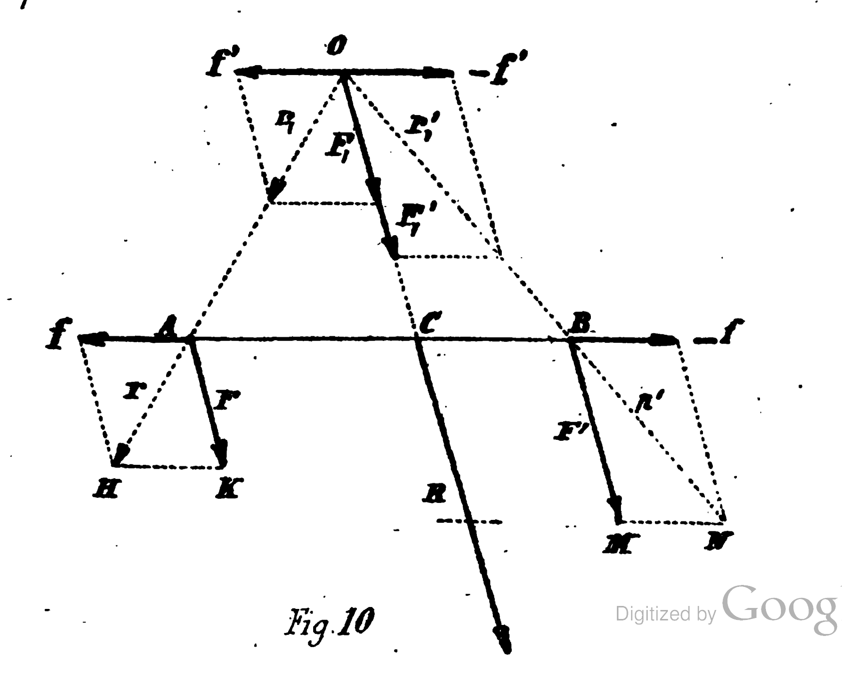


Fig. 10

Soit à composer les deux forces F et F', parallèles et de même sens, appliquées respectivement aux deux points A et B.

Adjoignons aux forces F et F' deux forces égales et de sens contraire f et on compose chacune d'elles avec, respectivement F et F'. Le système se réduit alors aux composantes non parallèles r et r' que l'on compose entre elles. La résultante est R. Le point d'application C de R divise la droite AB réunissant les points d'application de F et F' en segments additifs inversement proportionnels aux intensités des composantes.

En effet, nous remarquons que les triangles OAC et AHK sont semblables ; ils donnent :

$$\frac{AK \text{ ou } F}{OC} = \frac{HK \text{ ou } f}{AC}$$

d'où :

$$F \times AC = f \times OC \qquad (1)$$

Les triangles semblables OCB et BMN donnent de même :

$$\frac{BM \text{ ou } F'}{OC} = \frac{MN \text{ ou } f}{CB}$$

d'où :

$$F' \times CB = f \times OC \qquad (2)$$

Le rapprochement des égalités (1) et (2) nous donne :

$$F \times AC = F \times CB,$$

ce qui peut s'écrire sous forme de proportion $\frac{F}{F'}$ $\frac{CB}{AC}$
d'où :

$$\frac{F}{CB} = \frac{F'}{AC} = \frac{F+F'}{CB+AC} = \frac{R}{AB}$$

En résumé, dans la composition de deux forces parallèles et de même sens :

1°_ La résultante est parallèle aux composantes ;

2°_ Son intensité est égale à la somme des composantes ;

3°_ Elle est située entre les composantes et sa direction, divise la ligne qui joint les points d'application en segments additifs inversement proportionnels aux intensités des composantes.

On peut ajouter, par raison de similitude évidente, que la résultante coupe dans les mêmes proportions toute ligne droite transversale réunissant deux points quelconques pris sur les directions des composantes.

Quand les deux forces parallèles à composer sont de sens contraires, on est conduit à une construction inverse de la précédente et représentée par la figure ci-contre,

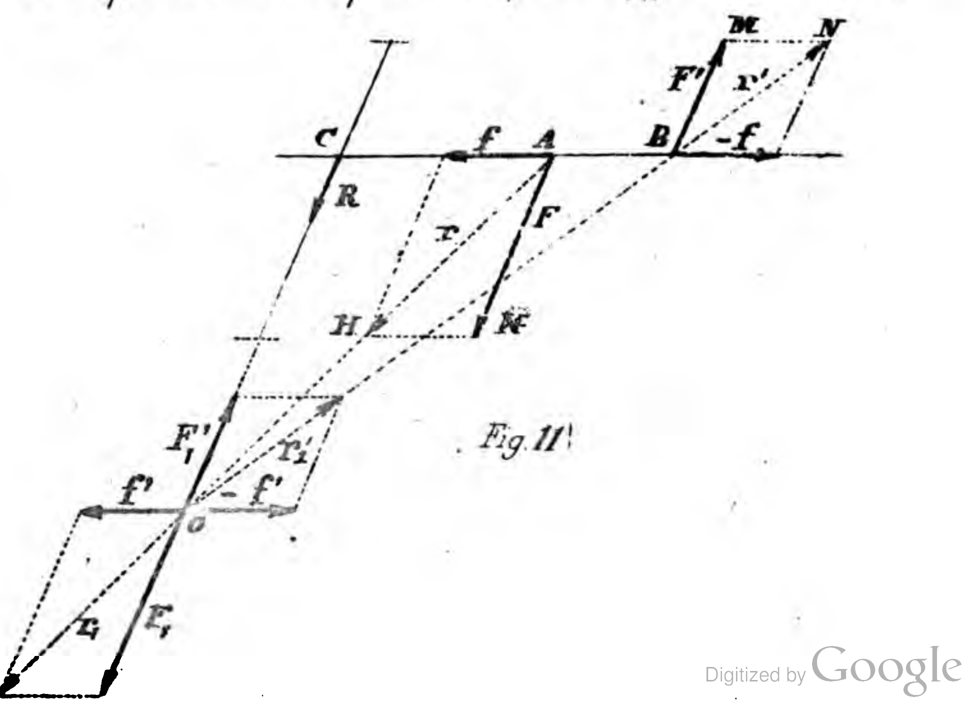


Fig. 11.

dans laquelle on retrouvera les mêmes notations.

Un raisonnement analogue à celui que nous venons de faire nous conduira aux constatations suivantes :

Dans la composition de deux forces parallèles et de sens contraire :

1°_ La résultante est parallèle aux composantes;

2°_ Son intensité est égale à la différence des composantes;

3°_ Elle est située à l'extérieur des directions des composantes et du côté de la plus grande; et elle divise la ligne qui joint les points d'application en deux segments soustractifs inversement proportionnels aux intensités des composantes.

On aura :

$$F \times AC = F' \times BC,$$

ou, sous forme de proportion :

$$\frac{F}{F'} = \frac{BC}{AC},$$

ou encore :

$$\frac{F}{BC} = \frac{F'}{AC} = \frac{F - F'}{BC - AC} = \frac{R}{AB}$$

14._ Décomposition des forces parallèles de même sens et de sens contraire._ Le problème de la décomposition des forces parallèles est fréquemment posé en mécanique. On a à le résoudre, par exemple, dans le cas d'un corps reposant sur deux ou plusieurs appuis dont on veut connaître les réactions. On connaît alors le poids du corps ou la résultante des forces qui le sollicitent ainsi que la position des points d'application des composantes.

Soit à décomposer une force en deux forces parallèles ;
Trois cas peuvent se présenter :

1°_ On se donne les deux directions qui sont situées de part et d'autre de la force à décomposer.

Fig. 12.

La force donnée étant entre les deux composantes, celles-ci sont de même sens. Si, par le point d'application C de la force R nous menons une transversale quelconque, celle-ci coupe les directions x et y en A et B, et nous aurons :

$$R = F + F'$$

D'autre part, la relation :

$$\frac{F}{BC} = \frac{F'}{AC} = \frac{F + F'}{BC + AC} = \frac{R}{AB}$$

nous donne :

$$F = R \times \frac{BC}{AB}$$

et $F' = R \times \dfrac{AC}{AB}$

Le problème revient donc à construire une quatrième proportionnelle.

2°. On se donne les deux directions, qui sont situées toutes deux du même côté de la force à décomposer.

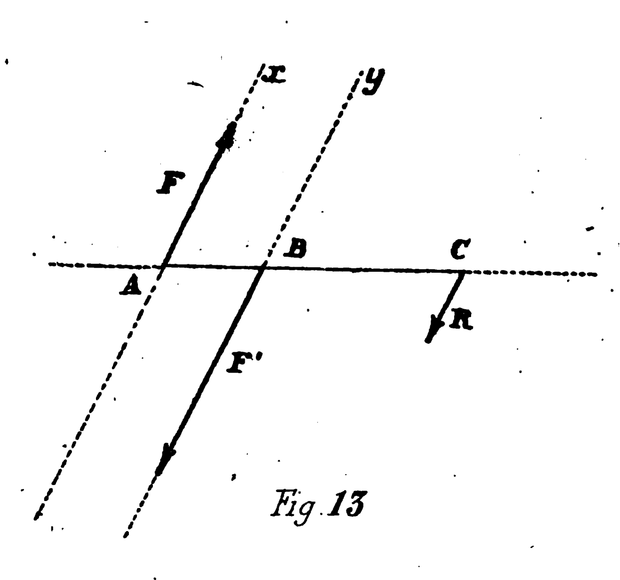


Fig. 13

La force donnée étant à l'extérieur des deux directions x et y, les deux composantes seront de sens inverse et la plus grande sera du côté de la force R.

D'autre part, nous aurons :

$$R = F' - F$$

Si nous coupons les directions x et y par une transversale quelconque, nous aurons :

$$\frac{F}{BC} = \frac{F'}{AC} = \frac{F' - F}{AC - BC} = \frac{R}{AB}$$

d'où l'on tire :

$$F = R \times \frac{BC}{AB}$$

et

$$F' = R \times \frac{AC}{AB}$$

ce qui revient encore à construire une quatrième proportionnelle.

3°. On se donne l'une des composantes F en grandeur et en direction.

Ce cas se subdivise en trois autres :

a) _ La composante donnée F est de même sens que R et $R > F$.

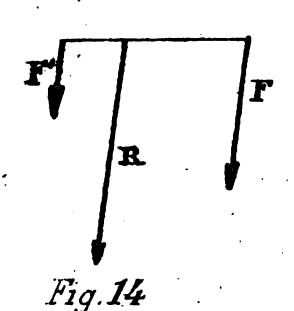


Fig. 14

La résultante étant plus grande que F, c'est qu'elle est égale à la somme des composantes; celles-ci sont de même sens et situées de part et d'autre de R.

b) _ La composante donnée F est de même sens que R et $R < F$.

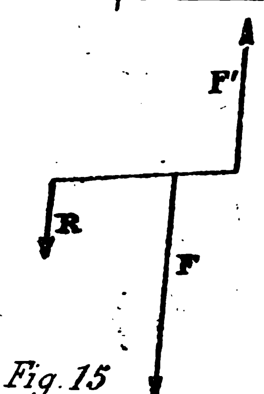


Fig. 15

La résultante étant plus petite que F, c'est qu'elle est égale à la différence des composantes; celles-ci sont de sens contraires. D'autre part, la seconde composante F' est nécessairement plus petite.

c) _ La composante donnée F est de sens contraire à la force donnée R.

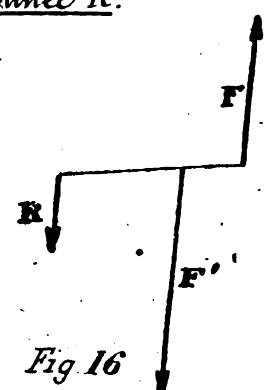


Fig 16

Dans ce cas, les composantes sont de sens contraire et la résultante étant égale à leur différence, il en résulte que la deuxième composante F' est plus grande que F. Par suite, c'est la deuxième composante F' qui sera la plus rapprochée de R.

Dans ces trois circonstances, il s'agira toujours de la construction d'une quatrième proportionnelle.

---

§2._ Moments.

15._ Moments des forces. _ Lorsqu'une force constante agit sur un corps, elle lui communique un mouvement uniformément varié, dont l'accélération est proportionnelle à l'intensité de la force. Si la force s'accroît, l'accélération augmente dans le rapport des valeurs successives de la force et inversement, mais dans tous les cas l'effet produit ne dépend que de l'intensité de la force.

Il n'en est plus de même si le point n'est pas libre et le résultat obtenu par le fait de l'application de la force dépend non seulement de l'intensité de celle-ci, mais encore de la façon dont elle agit. C'est ainsi qu'un homme, pour soulever une charge donnée, contenue dans une brouette, exercera un moindre effort, s'il saisit les brancards à leur extrémité que s'il les prend à mi-longueur; ou encore qu'à égalité d'effort, il soulèvera un poids plus considérable. Dans la manœuvre d'un cabestan, les hommes placés à l'extrémité des leviers produisent un effet utile plus élevé que les hommes plus rapprochés de l'axe. L'ouverture d'un vantail de porte très lourd exige un effort plus grand lorsque l'on agit près des gonds plutôt que sur le bord opposé.

On est donc conduit à considérer dans une force, en outre de sa grandeur, la distance à laquelle se trouve son

point d'application, ou la façon dont sa direction est située par rapport au point ou à l'axe fixe auquel le corps est assujetti.

La combinaison de ces deux éléments a reçu le nom de moment de la force.

On appelle moment d'une force par rapport à un point le produit de l'intensité de la force par la longueur de la perpendiculaire abaissée de ce point sur la direction de la force.

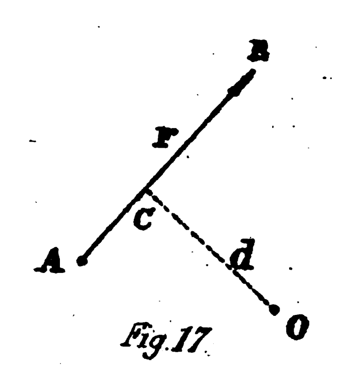


Fig. 17

Le moment d'une force s'exprime par le signe M^t, auquel on ajoute un indice qui désigne le point auquel le moment est pris.

Le moment de la force F par rapport au point O sera indiqué par l'expression :

$$M^t_o F = AB \times OC$$

$$M^t_o F = F \times d.$$

La longueur OC s'appelle le bras de levier de la force F.

L'effet d'une force agissant sur un corps auquel elle imprime un mouvement de rotation autour d'un point fixe est proportionnel au moment de cette force par rapport au point.

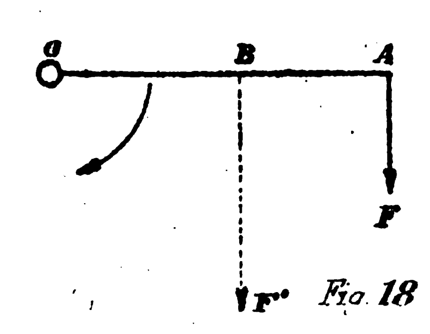


Fig. 18

Si nous considérons un point fixe O autour duquel on peut tourner une barre OA en appliquant une force F au point A, le mouvement se produira dans

le sens de la flèche circulaire et le moment de la force agissant sera :

$$\mathfrak{M}^t_o F = F \times OA$$

Or, nous pourrons toujours appliquer, en un point B plus rapproché du point fixe A, une autre force F', de direction parallèle à F et capable de produire le même effet que celle-ci. On devra avoir :

$$F \times OA = F' \times OB$$

En résumé, pour produire le même effet sur un corps assujetti à un point fixe, avec des bras de levier différents, il faut appliquer des forces dont les intensités soient inversement proportionnelles aux bras de levier correspondants. En d'autres termes, il faut que le produit de l'intensité de la force, par son bras de levier, soit constant.

---

§ 3. – Couples.

16.– Définition. – On appelle couple le système constitué par deux forces égales, parallèles et de sens contraires, mais dont les directions ne coïncident pas.

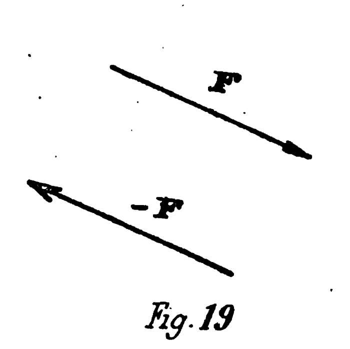


Fig. 19

Le système représenté ci-contre est un couple. Les forces F et F sont égales numériquement ; elles sont parallèles et de sens contraires ; mais leurs directions ne se confondent pas et cette dernière condition entraîne un certain

nombre de propriétés spéciales à ce système :

Un couple est un cas particulier des forces parallèles de sens contraires. Le couple n'admet pas de résultante unique et lorsqu'il est appliqué à un corps, son seul effet possible est de produire la rotation du corps, même quand celui-ci ne possède ni point fixe, ni axe fixe.

On désigne un couple par la notation $(F,-F)$.

17. — Moment d'un couple. — Le moment d'un couple est égal au produit de l'une des forces qui le composent par la distance normale entre les directions de ces forces.

$$M^t_o(F,-F) = Fd.$$

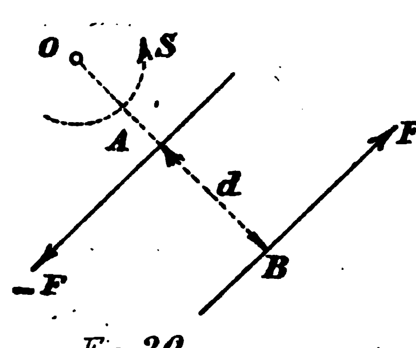


Fig. 20

Soit O le centre des moments contenu dans le plan des forces F et -F, et abaissons de ce point une perpendiculaire OAB sur les directions des forces : Le moment du couple sera égal à la somme algébrique des moments des forces qui le composent. Admettons comme positif le sens de rotation indiqué par la flèche S.

Le moment de la force F, qui a pour bras de levier OB est positif.

$$M^t_o F = F \times OB$$

Et le moment de la force F, de bras de levier OA, est négatif

$$M^t_o(-F) = -F \times OA$$

Le moment de l'ensemble des forces au moment résultant sera :

$$M_o^t(F-F) = (F \times OB) - (F \times OA) = F \times AB,$$

ou, en représentant AB par d.

$$M_o^t(F,-F) = Fd.$$

Cette distance normale AB d est appelée le bras de levier du couple. Le moment du couple se représente généralement par la lettre grecque μ.

On peut observer : 1°. — que la valeur du moment d'un couple peut être exprimée par la surface d'un rectangle ayant pour côtés F et d ;

2°. — Que le moment d'un couple est indépendant de la position occupée par ce couple par rapport au centre de rotation et que, par suite, on peut, sans changer l'action d'un couple, le déplacer dans ce plan.

18. — Translation des couples. — Rotation d'un couple. —

On peut déplacer d'une façon quelconque un couple dans son plan, ou le transporter dans tout autre plan parallèle sans en changer l'action, à condition que le nouveau bras de levier soit lié invariablement au premier.

Soit le couple $(F-F)$ contenu dans le plan P. On peut, sans rien changer à l'action du système, appliquer en chacun des points C et D, contenus dans un plan P', parallèle à P, deux forces de sens contraires et parallèles à F. Ces quatre forces, en effet, s'équilibrent deux à deux.

Si maintenant, nous composons la force F en A et la force F_1 en D, nous obtenons la résultante 2F appliquée en O ; et si nous composons la force $-F$ en B avec la force

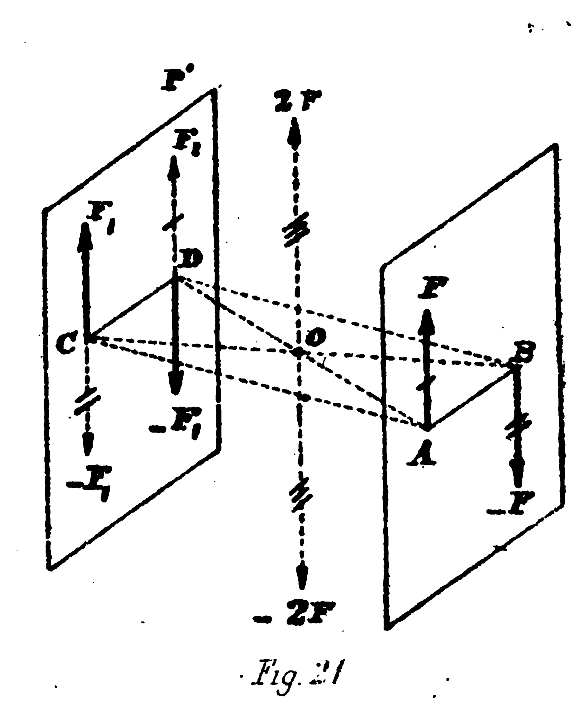


Fig. 21

$-F_1$ en C, nous obtenons la résultante $-2F$ en O. Ces deux résultantes, qui remplacent les quatre forces dont les vecteurs sont barrés sur la figure, étant égales et de sens contraires, se font équilibre et le système se réduit finalement aux deux forces F_1 en C et $-F_1$ en D, c'est-à-dire à un couple identique au couple primitif, mais situé dans le plan P' parallèle au plan P.

Nous allons voir qu'on peut également, sans changer l'action d'un couple, faire tourner ce couple dans son plan.

Soit un couple $(F_1 - F')$ dont les forces sont appliquées en A et B. Prenons dans le même plan deux parallèles quelconques xx', yy', dont la distance est égale à celle des forces du couple donné et deux points C et D sur ces parallèles. Nous pouvons, sans rien changer au système, appliquer en chacun des points C et D, deux forces égales et de sens contraires F_1 et $-F_1$.

Si nous composons la force F appliquée en A et la force $-F_1$ appliquée en C, nous obtenons une résultante R.

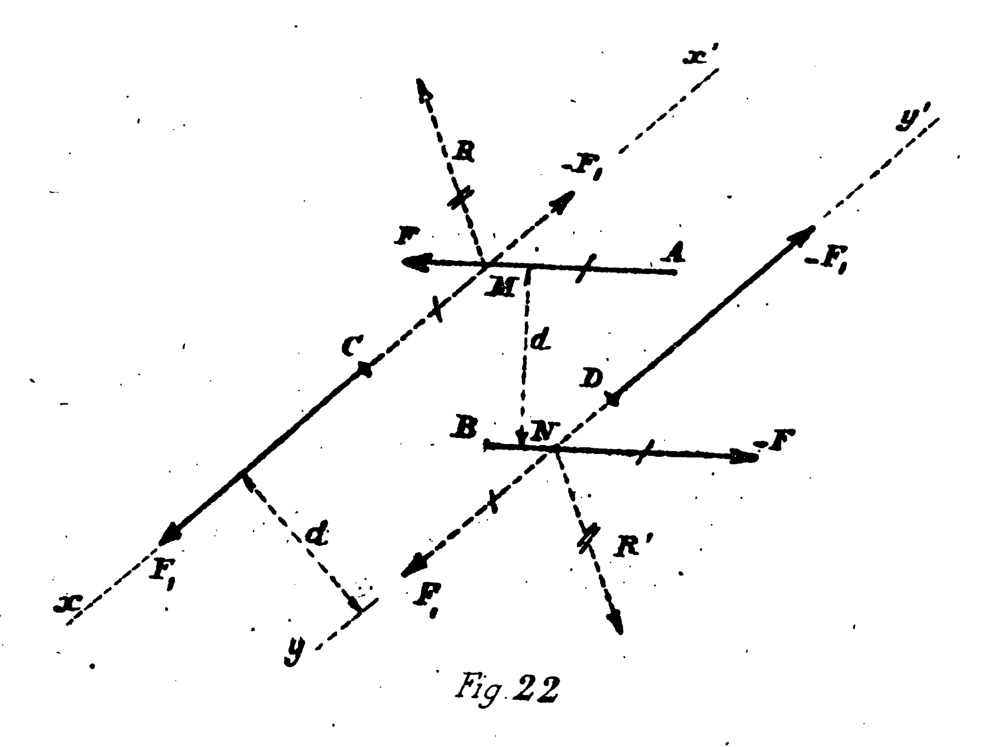


Fig. 22

appliquée en M. Si nous composons $-F$ en B et F_1 en D, nous obtenons R' en N. Les deux résultantes R et R' qui remplacent les quatre forces composées étant égales et de sens contraires, se détruisent. Il ne reste donc, du système que les forces F_1 appliquée en C et $-F_1$ appliquée en D, c'est-à-dire le couple primitif transposé.

Ce raisonnement étant admissible, quelles que soient les positions des parallèles xx' et yy' et des points C et D sur ces parallèles, on en conclut que le couple $(F_1 - F)$ peut être déplacé d'une façon quelconque dans son plan.

Et comme on peut également, ainsi que cela a été démontré plus haut, le transporter dans un plan parallèle au sien, l'ensemble de la proposition est démontrée.

Des méthodes analogues permettraient d'établir :

1° – qu'un couple peut être remplacé par un autre couple de bras de levier différent à la condition que les moments soient égaux et de même signe et les plans parallèles ;

2° – qu'un couple de moment donné peut être équilibré par tout couple, de moment égal mais de signe contraire, agissant dans son plan ou dans un plan parallèle.

19. — Composition des couples. — Lorsque plusieurs couples sont situés dans le même plan ou dans des plans parallèles, ils peuvent se composer en un couple unique, dont le moment est égal à la somme algébrique des moments des couples composants.

Cette proposition est une conséquence de ce qui précède. En effet, on pourra toujours : 1° ramener tous les couples dans le même plan ; – 2° donner à tous les couples, ramenés dans un plan unique, le même bras de levier, en conservant leurs moments respectifs ; – 3° – par une rotation dans le plan, arriver à la superposition de tous les couples ; – 4° déterminer les résultantes du couple totalisateur $(R, -R)$.

Quand deux couples sont situés dans des plans concourants, ils se composent en un couple unique dont les forces $R, -R$ sont respectivement les résultantes des forces F et F', $-F$ et $-F'$ des couples donnés ; et le couple résultant a le même bras de levier que les couples composants.

Dans le cas où les couples donnés auraient des bras de levier différents, on pourra toujours, comme nous l'avons vu, les remplacer par des couples équivalents, ayant des bras de levier égaux et on disposera les couples ainsi modifiés

de telle sorte que leur bras de levier commun se trouve sur l'intersection de leurs plans respectifs.

Soient $(F,-F)$ et $(F',-F')$ deux couples, dont les bras de levier se confondent suivant AB, sur l'intersection des plans de ces couples.

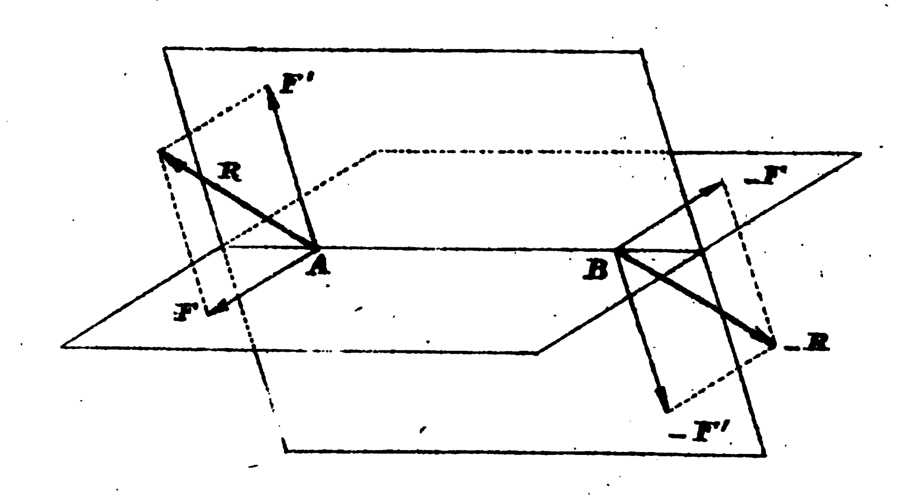


Fig 23.

La figure ci-contre montre qu'on peut composer successivement F et F' par R, appliquée en A et $-F$ et $-F'$ par $-R$ appliquée en B. On voit aussi que les forces R et $-R$ se trouvent situées dans un même plan ; et comme d'autre part elles sont égales et de sens contraires, elles constituent un nouveau couple dont l'action est identique à l'action simultanée des deux couples donnés. Les bras de levier de ce nouveau couple $(R,-R)$ n'est autre que AR, c'est-à-dire le même que celui des couples $(F,-F)$ et $(F',-F')$.

On peut déduire également de ce qui précède qu'on

ensemble de couples, situés dans des plans concourants, pourra toujours être ramené à un seul couple résultant. Il suffira d'effectuer la composition progressive de ces couples, d'abord de deux d'entre eux, puis du couple résultant avec un troisième composant et ainsi de suite. Bien entendu, il sera nécessaire, avant toute composition, de ramener tous les couples au même bras de levier qui sera également le bras de levier du couple résultant définitif.

On voit enfin qu'un nombre quelconque de couples peut être équilibré par un couple unique, qui sera évidemment de signe contraire au couple résultant et situé dans le même plan que ce couple.

20. — <u>Axe d'un couple</u>. — <u>On appelle axe d'un couple la perpendiculaire menée perpendiculairement à son plan, par le point du bras de levier, ou tout autre que l'on suppose fixe</u>.

Si, dans un couple $(F_1 - F)$, de bras de levier AB, contenu dans le plan P, on suppose fixe le point O, la perpendiculaire Ox sera l'axe du couple.

C'est sur l'axe du couple et à partir de son point d'intersection avec le plan que l'on porte le vecteur représentant le moment du couple. La longueur de ce vecteur est proportionnelle au produit

$F \times AB$.

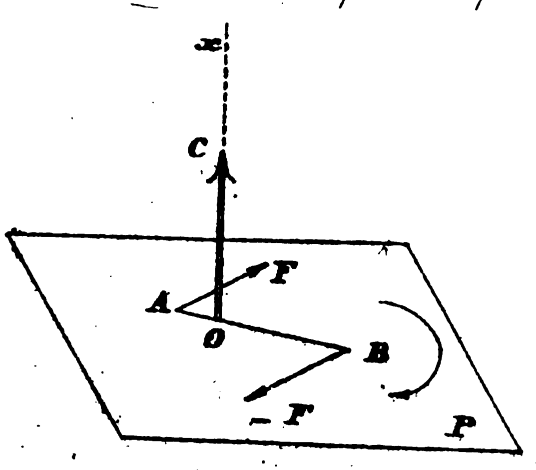


Fig. 24

On a ce Note

$$M_o^1 (F_1 - F) = F \times AB.$$

Soit OC ce vecteur. On pourra aussi écrire :

$$OC \times 1 = F \times AB$$

OC représente donc l'intensité des forces d'un couple équivalent au couple donné, mais dont le bras de levier serait égal à l'unité.

Nous avons vu que l'origine O de l'axe du couple peut être prise en un point quelconque du plan P sans changer en rien l'action du couple ni son moment. Il s'en suit que l'axe d'un couple et le vecteur représentant le moment de ce couple peuvent être transportés parallèlement à eux-mêmes et appliqués en un point quelconque de l'espace.

Dans l'expression du moment d'un couple, il faut tenir compte de son signe. Pour cela, on est convenu de considérer comme positif le moment du couple qui, pour un observateur placé sur le plan du couple, tend à produire la rotation dans le sens des aiguilles d'une montre et comme négatif le moment du couple qui tend à produire la rotation en sens inverse. Les moments positifs sont figurés en haut et les moments négatifs en bas du plan du couple.

Dans le cas de la figure, le couple représenté est de moment positif.

21 — Exemple d'application. — Les exemples de couples sont en très grand nombre. On les considère notamment tous les cas où un organe est assujetti à un point ou à un axe fixes et soumis à un effort ne passant pas par ces point ou par cet axe.

On admet alors qu'un couple est constitué par la composante tangentielle de l'effort moteur et par la réaction du point ou de l'axe fixe, ces deux forces étant parallèles et de sens contraires.

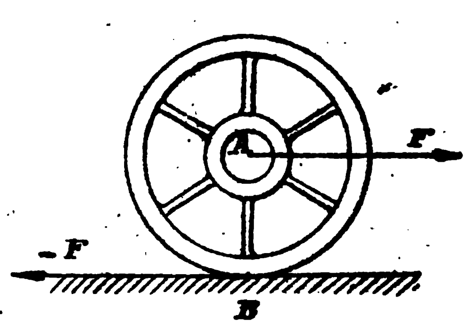


Fig 25.

Une roue A, entraînée par un effort F est animée d'un mouvement uniforme de translation, développe en son point de contact B avec le sol, un effort de frottement -F, égal, parallèle et de sens contraire à F. L'ensemble (F,-F) constitue un couple qui produit une rotation du système autour du point B. Le point B est l'axe du couple. On remarquera que, dans cet exemple, l'axe du couple se déplace constamment ; mais il n'en est pas moins vrai qu'à tout instant, il se produit une rotation élémentaire autour du pivot de contact B, due à l'action du couple. L'ensemble de ces rotations élémentaires constitue le mouvement de translation du centre A.

La notion du couple comme élément spécial en mécanique est due au mathématicien Poinsot, qui l'a fournie dans sa <u>Théorie de la rotation des corps</u> et dont la <u>Statique</u> est fondée en grande partie sur la considération des couples.

Dans les applications, il conviendra de limiter cette considération aux seuls cas dans lesquels les couples seront parfaitement déterminés.

§ 4. – Centre de gravité.

22. – Définition. – Le centre de gravité d'un corps est le point d'application de la résistance des forces parallèles, dues à la pesanteur appliquées à tous les points matériels dont ce corps est composé.

La pesanteur est une force constante, ou du moins peut être considérée comme telle dans les applications. Son intensité varie en réalité, pour un même lieu, suivant l'altitude, et sa direction change également aux divers points de la terre ; mais il est permis d'admettre que, dans l'étendue, relativement petite, où nous pouvons avoir à étudier un corps ou un système matériel quelconque, cette intensité et cette direction ne se modifient pas.

(Exception faite en ce qui concerne les appareils aériens et certains projectiles).

Les poids des diverses molécules dont un corps est constitué sont donc des forces verticales, dirigées de haut en bas. Leur résultante est le poids total du corps et le centre des forces parallèles qui la composent a reçu le nom de centre de gravité.

23. – Recherche des centres de gravité. – Pour faciliter la recherche des centres de gravité, on peut faire application des règles suivantes :

1° – Quand un corps peut se décomposer en un nombre fini de parties, dont les centres de gravité sont sur un même plan ou sur une même droite, le centre de gravité du corps entier

<u>est aussi sur ce plan ou sur cette droite</u>.

On conçoit, par exemple, que les trois parties A, B, C, (fig. 26) composant un même corps, ayant leurs centres de gravité sur le plan axial de trace $m\,n\,p$, le centre de gravité du corps entier est également contenu dans ce plan.

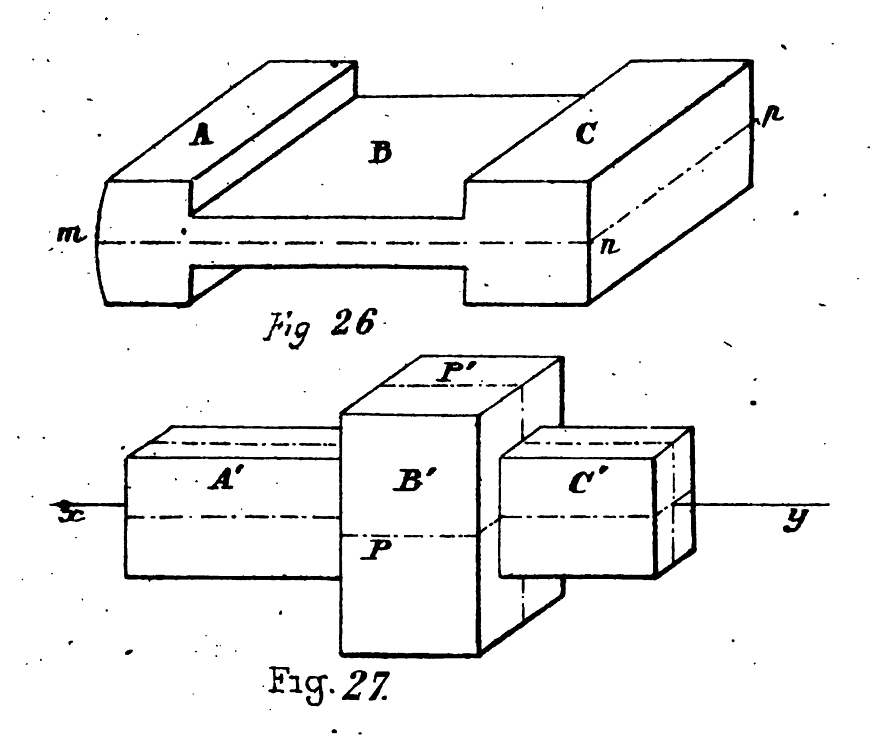


Fig 26

Fig. 27.

De même, les trois parties A', B', C' (fig. 27) réunies solidairement, ayant leurs centres de gravité sur l'axe $x\,y$, cet axe contiendra aussi le centre de gravité de l'ensemble.

2° – <u>Quand un corps possède un plan de symétrie, son centre de gravité est dans ce plan</u>.

3° _ Quand un corps a un axe de symétrie, son centre de gravité est sur cet axe.

En effet, un axe de symétrie est toujours l'intersection de deux plans de symétrie; le centre de gravité se trouvant contenu à la fois dans ces deux plans ne peut se trouver qu'à leur intersection, c'est-à-dire sur l'axe de symétrie. C'est notamment le cas d'un corps tel que celui qui est représenté figure 27. Ce corps possède deux plans de symétrie de traces P et P' qui contiennent tous deux le centre de gravité. Celui-ci ne peut donc se trouver que sur leur intersection, c'est-à-dire sur l'axe de symétrie xy.

4° _ Quand un corps a un centre de figure, son centre de gravité est en ce point.

Un centre de figure est en effet l'intersection de deux axes de symétrie au moins et le centre de gravité, situé à la fois sur ces deux axes, ne peut se trouver qu'à leur intersection, c'est-à-dire au centre de la figure.

Tel est le cas d'un cube, d'une sphère, d'un ellipsoïde de révolution, d'un parallélépipède, etc....; pour les surfaces: d'un cercle, d'une ellipse, d'un rectangle, etc....; enfin, pour les lignes: d'une circonférence, d'un carré d'un polygone régulier, etc....

5° _ Le centre de gravité d'une droite est en son milieu.

Un élément quelconque dl possède toujours, en effet, son symétrique dl par rapport au milieu G de la droite AB. La résultante des poids p de ces éléments se trouve évidemment appliquée en G et comme il en

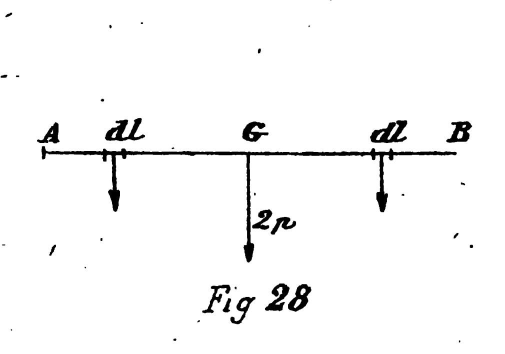


Fig 28

est de même pour chaque groupe d'éléments symétriques, la résultante totale est appliquée au milieu de la droite et ce milieu est le centre de gravité.

6° Quand un système matériel est constitué par la somme ou par la différence de deux corps dont on connaît les poids et les centres de gravité, le centre de gravité du système pourra toujours s'obtenir par les règles ordinaires de la composition de deux forces parallèles de même sens s'il s'agit d'une somme et de sens contraire, s'il s'agit d'une différence.

Soit, par exemple (fig. 29), un système composé de la somme de deux corps de poids p et p' dont les centres de gravité sont situés en g et g' et que nous supposerons invariablement liés l'un à l'autre. Le centre de gravité de l'ensemble sera le centre de deux forces parallèles p et p'. Il sera donc situé sur la droite gg' en une position G telle qu'on ait :

$$\frac{p}{Gg'} = \frac{p'}{Gg} = \frac{P}{gg'}$$

la force $P = p + p'$ représentant le poids total du système.

Soit maintenant (fig. 30) un système constitué par la différence de deux corps de poids p et p' dont

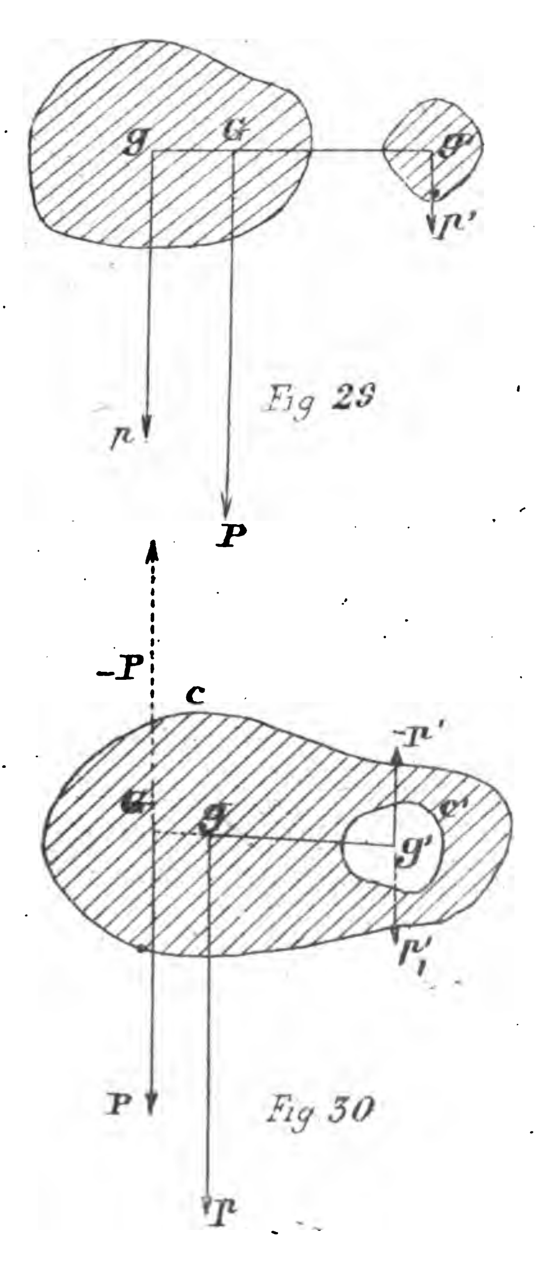


Fig 29

Fig 30

les centres de gravité sont g et g'. Tel serait le cas, par exemple, d'un corps, ayant pour contour apparent la courbe C, et dans lequel existerait un vide de contour apparent C'. Il faudra, dans ce cas, aux centres de gravité g et g' appliquer les forces p et p' et les composer. En effet, de ce que P est la différence entre p et p', on déduit que P est la somme de P et de p'

$$P = p - p'$$

d'où

$$p = P + p'$$

Donc, le centre de gravité du corps de contour C est le point d'application de la résultante de deux forces P et p', parallèles et de même sens, appliquées aux centres de gravité du système C – C' et du corps c'.

La force p étant la résultante des forces P et p', les trois forces p, $-P$ et $-p'$ se font équilibre et chacune d'elles est égale et directement opposée à la résultante des deux autres. En particulier $-P$ est égale et directement opposée à la résultante de p et de $-p'$; donc P est la résultante de ces forces.

Cette règle peut s'étendre à un système formé d'un nombre quelconque de volumes dont les uns sont à ajouter et les autres à retrancher. Il suffit de grouper les uns et les autres et on sera ramené à la différence de deux corps, les volumes à ajouter et ceux à retrancher étant représentés par des forces parallèles et de sens contraire, proportionnelles aux poids correspondants.

---

24. — <u>Méthodes expérimentales pour la recherche des centres de gravité</u>. — De la définition même du centre de gravité, on peut déduire que <u>tout plan mené par le centre de gravité d'un corps partage ce corps en deux volumes de poids égaux</u>.

Si donc on présente successivement un même corps dans plusieurs positions différentes sur une arête horizontale tranchante et qu'on le mette en équilibre sur cette arête, les divers plans verticaux menés par l'arête au travers du corps, dans ses diverses positions, contiendront tous le centre de gravité, qui se trouvera ainsi à l'intersection commune de tous ces plans.

<u>Trois plans suffisent à déterminer un point</u>, on fera donc trois opérations seulement.

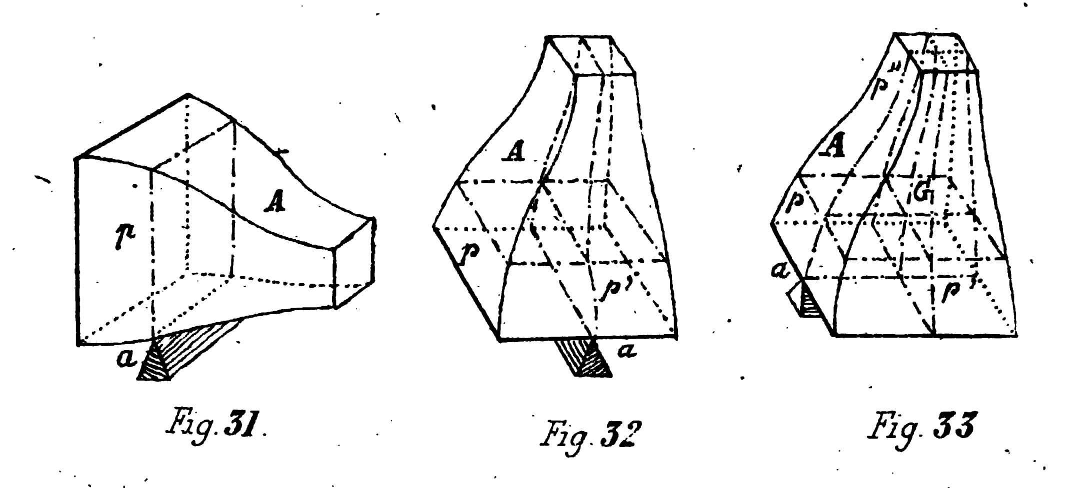


Fig. 31. Fig. 32 Fig. 33

Soit, par exemple, un corps de forme quelconque A (fig. 31). Une première position d'équilibre sur l'arête vive a, détermine un plan vertical, dont on peut marquer la trace p, sur les parois du corps. Le centre de gravité est contenu dans ce plan.

Une deuxième opération (fig. 32) détermine le plan de trace p'. Le centre de gravité est également contenu dans ce plan: il se trouve donc sur l'intersection des plans p et p'.

Enfin, une troisième position d'équilibre (fig. 33), dans le plan p''. L'intersection des trois plans p, p' et p'' ne peut être autre chose que le centre de gravité cherché G.

On peut aussi déterminer expérimentalement le centre de gravité d'un corps en le suspendant successivement par plusieurs de ses points. — Il prendra à chaque opération une position d'équilibre telle que les diverses verticales, menées par les points de suspension successifs passeront

toutes par le centre de gravité. Ce point sera l'intersection commune des lignes ainsi déterminées.

Comme on le voit, deux opérations suffisent, à la rigueur, puisque les deux lignes droites qu'elles déterminent se coupent nécessairement en G. Il sera cependant toujours plus sûr de faire une troisième expérience à titre de contrôle des deux premières (fig. 34, 35 et 36).

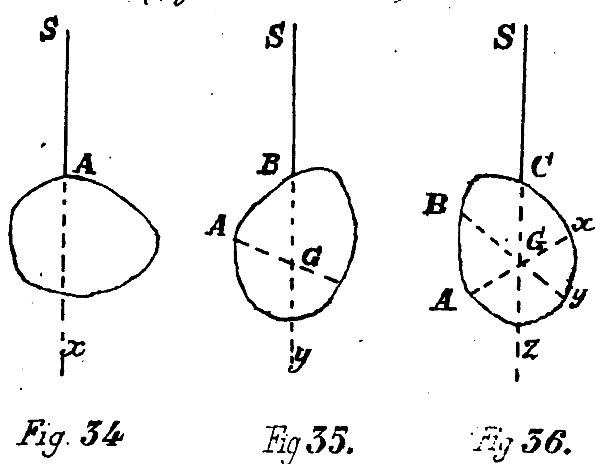


Fig. 34 Fig 35. Fig 36.

On conçoit que la verticale du point de suspension S passe toujours par le centre de gravité : le fil SA, SB ou SC est en effet en équilibre, dans ses diverses positions sous l'action du poids du corps qui peut être considéré comme appliqué au centre de gravité, et de la résistance du point de suspension S. L'équilibre ne peut donc avoir lieu que lorsque le point de suspension S, le point d'attache du corps A, B ou C, et le centre de gravité G sont en ligne droite.

Moments d'inertie. — Définition. — Le moment d'inertie I est employé fréquemment dans les applications. Il est utilisé non seulement dans l'étude de rotation des systèmes, mais encore en résistance des matériaux.

dans le calcul des pièces tordues ou fléchies.

On appelle moment d'inertie d'un corps, autour d'un axe, la somme des produits des masses élémentaires qui composent ce corps, par le carré de leurs distances respectives à l'axe de rotation.

— § 5. —

Proportionnalité des forces aux accélérations. Masses.

25. — Mouvement produit par une force constante agissant sur un corps. — Une force constante en grandeur et en direction qui agit sur un corps au repos lui imprime un mouvement rectiligne uniformément accéléré.

Si nous considérons un corps au repos A, soumis à l'action d'une force constante F, on conçoit que cette force entraînera le corps dans un mouvement rectiligne suivant la direction de la force.

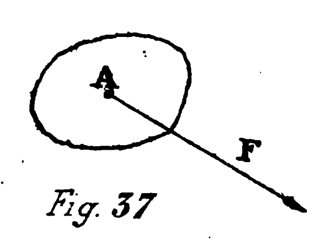


Fig. 37

Au bout d'un premier temps élémentaire, que nous désignerons par θ, le corps a pris sous l'impulsion de la force, une certaine vitesse v. Si à ce moment la force cessait d'agir, le corps conserverait un mouvement uniforme à cette vitesse v; mais comme la force F continue son action,

cette action, dans un deuxième temps élémentaire θ, sera la même que si le corps partait du repos. Au bout du temps 2θ la vitesse du corps sera donc devenue $2v$; et le même raisonnement s'appliquant à tous les temps élémentaires successifs, la vitesse après un temps $n\theta$ sera devenue :

$$V = nv$$

Si nous désignons par j, la quantité dont la vitesse s'accroît pendant l'unité de temps, cette vitesse au bout d'un temps quelconque t sera :

$$V = jt.$$

La quantité j est l'accélération du mouvement.

Si, au lieu d'être au repos, le corps possède au moment où la force F lui est appliquée, une certaine vitesse V_0 dans la direction de la force, celle-ci agit sur le corps (toujours en vertu de l'indépendance des effets des forces) comme si ce corps partait du repos et elle lui imprimera, dans le premier temps élémentaire de son action θ, un accroissement de vitesse v; la vitesse absolue du corps sera donc :

$$V_0 + v.$$

Au bout du temps $n\theta$, elle sera :

$$V = V_0 + nv.$$

Et si nous représentons, comme dans le cas précédent, l'accélération du mouvement par j, la vitesse du corps au bout d'un temps quelconque t sera :

$$V = V_0 + jt.$$

Un troisième cas sera celui où la force F est appliquée à un corps possédant déjà une vitesse V_0 dirigée en sens inverse de la dite force. Au bout du premier temps élémentaire θ, la vitesse absolue du corps sera :

$$V_0 - v$$

et au bout du temps $n\theta$:

$$V = V_0 - nv.$$

Dans ce cas, l'accélération du mouvement étant j, la vitesse au bout d'un temps t sera devenue :

$$V = V_0 - jt.$$

Le mouvement du corps se ralentira donc jusqu'au repos et à partir de ce moment, la force F continuant son action, le mouvement sera uniformément accéléré dans la direction de la force, c'est-à-dire dans le sens contraire du mouvement initial.

Les trois formules établissant la loi des vitesses :

$$V = jt$$
$$V = V_0 + jt$$
$$V = V_0 - jt$$

résument tous les cas d'un corps soumis à l'action d'une force constante en grandeur et en direction.

Un train au repos, qui reçoit de sa locomotive, une action motrice F, susceptible de produire une accélération j, possède, au bout du temps t une vitesse $V = jt$.

Ce train étant supposé en mouvement uniforme à la vitesse V_0, si la locomotive lui communique un efforts de traction supplémentaire F égal à l'effort initial considéré dans le premier cas, c'est-à-dire correspondant à l'accélération j, la vitesse, au bout du temps t sera $V = V_0 + jt$.

Enfin, ce même train en marche à la vitesse V_0, si la locomotive lui applique à contre vapeur, c'est-à-dire en sens inverse de sa marche, un même effort F, le mouvement du train se ralentira et sa vitesse, au bout du temps t, sera descendue à $V = V_0 - jt$. Cette vitesse deviendra nulle quand on aura :

$$V_0 = jt,$$

c'est-à-dire au bout d'un temps t' tel que :

$$t' = \frac{V_0}{j}$$

A ce moment l'arrêt complet se produira et si l'effort F continue à agir, le train se mettra en marche dans le sens opposé au mouvement primitif, d'un mouvement uniforme accéléré avec l'accélération j.

Dans cet exemple, on néglige la considération des résistances passives.

26. — Proportionnalité des forces aux accélérations. —

Si nous appliquons successivement à un même corps deux forces constantes en grandeur et direction F et F', ces forces communiqueront au corps des accélérations différentes.

Proposons-nous de déterminer la relation qui existe entre ces accélérations.

Pour cela, supposons que les forces considérées puissent être rapportées à une commune mesure φ, telle que l'on puisse écrire :

$$F = n\varphi$$
$$F' = n'\varphi$$

L'application de la force d'intensité φ, déterminera

une accélération définie : désignons-la par α. L'application d'une deuxième force d'intensité φ aura pour résultat, en vertu du principe de l'indépendance des effets des forces, de déterminer une accélération nouvelle, égale à α et l'accélération due à la force 2φ sera 2α.

Pour la même raison, la force $F = n\varphi$ engendrera une accélération $n\alpha = j$ et la force $F' = n\varphi$ une accélération $n'\alpha = j$.

Des expressions :

$$F = n\varphi \qquad\qquad j = n\alpha$$
$$F' = n'\varphi \qquad\qquad j' = n'\alpha$$

on tire :

$$\frac{F}{F'} = \frac{n}{n'} \qquad \text{et} \qquad \frac{j}{j'} = \frac{n}{n'},$$

d'où :

$$\frac{F}{F'} = \frac{j}{j'}$$

Ce raisonnement étant applicable à un nombre quelconque de forces, nous voyons que les accélérations produites sur un même corps par l'action successive de plusieurs forces sont directement proportionnelles aux intensités de ces forces.

27. — Masse. — L'égalité $\frac{F}{F'} = \frac{j}{j'}$, établie plus haut et étendue à un nombre quelconque de forces, peut aussi s'écrire :

$$\frac{F}{j} = \frac{F'}{j'} = \frac{F''}{j''} = \ldots\ldots = \text{Constante}.$$

Ce rapport constant entre une force donnée et l'accélération qu'elle imprime à un corps a reçu les

nom de <u>masse</u>.

En particulier, la force appelée <u>pesanteur</u>, qui résulte de l'attraction terrestre, et qui s'évalue pour chaque corps par son poids P, produit une accélération uniforme qu'on on convenu de désigner par la lettre g.

Nous aurons donc, pour un corps donné :

$$\frac{F}{j} = \frac{F'}{j'} = \frac{F''}{j''} = \cdots\cdots\cdots = \frac{P}{g} = M \qquad (1)$$

Ce qui peut s'énoncer en disant que la <u>masse d'un corps est le rapport constant qui existe entre les forces qui peuvent lui être appliquées et les accélérations respectives que ces forces peuvent lui imprimer</u>.

On peut encore dire que <u>la masse d'un corps est le rapport entre son poids et l'accélération que lui imprime la pesanteur en un même point du globe terrestre</u>.

L'accélération due à la pesanteur à Paris est égale à 9,8088, c'est-à-dire qu'un corps tombant librement dans le vide, voit sa vitesse élémentaire s'augmenter de $9^m,8088$ après chaque seconde de sa chute.

On peut donc écrire d'après l'égalité (1) :

$$\frac{P}{9,8088} = M \quad \text{ou bien :} \quad P = 9,8088\ M$$

Il résulte de ces expressions que si nous faisons $P = 1$, nous aurons :

$$M = \frac{1}{9,8088} = 0,1019$$

et que si nous faisons $M = 1$, nous aurons :

$$P = 9,8088.$$

ce qui peut s'exprimer en disant qu'à la latitude de Paris :

1°_ un corps pesant 1 kilogramme représente une masse 0,1019;

2°_ un corps représentant l'unité de masse pèse 9^{k},8088.

L'accélération due à la pesanteur n'étant pas uniforme en tous les points du globe terrestre, on en déduit qu'un même corps ne pèsera pas le même poids en ces divers points, alors que sa masse restera constante.

On concevra plus commodément ce qui précède si l'on considère que la masse représente la quantité de matière contenue dans un corps.

Cette quantité de matière demeure invariable, quelle que soit la position du corps sur le globe terrestre, tandis que l'attraction produite par celui-ci, pour des raisons que nous aurons à examiner, se modifie suivant la latitude et l'altitude du lieu.

La notion de la masse et le principe de la proportionnalité des forces aux accélérations nous permettront toujours, étant donné un corps en mouvement de déterminer l'intensité de la force qui produit ce mouvement.

En effet, de l'expression :

$$\frac{F}{j} = \frac{F'}{j'} = \frac{F''}{j''} = \ldots\ldots = \frac{P}{g} = M$$

nous pouvons tirer :

$$F = Mj$$
$$F' = Mj'$$
$$F'' = Mj''$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots$$
$$P = Mg$$

La masse du corps étant invariable, il nous suffira de connaître à tout instant du mouvement la loi de variation de la vitesse, qui nous indique l'accélération à l'instant considéré, pour connaître l'intensité de la force agissante en cet instant. Ce procédé est donc général et peut s'appliquer au cas d'un corps soumis à l'action d'une force qui, tout en conservant sa direction, peut changer de grandeur.

---

§.6.– Travail des forces.

28.– Définition du travail des forces.– On entend par travail d'une force le produit de l'intensité de cette force par le chemin que parcourt son point d'application dans la direction de l'effort.

Si nous considérons une force F exerçant directement son action sur un point d'application A et produisant un déplacement AA' de ce point d'application,

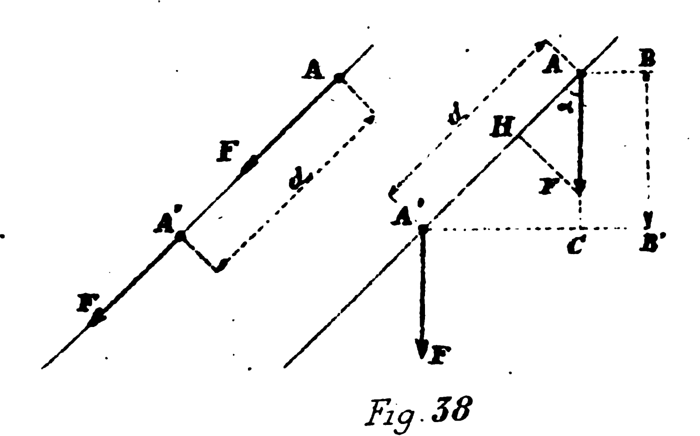


Fig. 38

deux cas principaux peuvent se présenter.

29. — Discussion. — 1° — La force agit dans la direction même du déplacement.

Le travail est alors égal au produit de la force F par le déplacement AA' et l'on a :

$$\mathcal{T} = F \times AA' = Fd.$$

2° — La force agit dans une direction différente de celle du déplacement. —

Dans ce deuxième cas, le travail est le produit de la force F par le chemin BB' parcouru dans la direction de l'effort, c'est-à-dire par la projection du déplacement réel AA' sur cette direction. Et si nous appelons α l'angle formé par la force F et par AA', nous aurons :

$$\mathcal{T} = F \times BB' = Fd \cos\alpha,$$

ce qui peut également s'écrire :

$$\mathcal{T} = d \times F \cos\alpha.$$

Or $F \cos\alpha$ est la projection de la force sur la direction du déplacement ; on peut donc également dire que le travail est le produit du déplacement réel du point d'application par la projection de la force sur la direction de ce déplacement.

La force F ayant une valeur finie et le déplacement d étant dans le sens positif, on voit que l'expression du travail T sera de même sens que $\cos\alpha$.

Si $\alpha = 0$, nous aurons $\cos\alpha = 1$ et $T = Fd$.

C'est le cas particulier de la force agissant dans la direction même du déplacement du point d'application.

Si α croît de 0 à 90°, la valeur de $\cos\alpha$ diminue tout en restant positive ; le travail de la force sera donc

d'autant plus faible que l'angle α augmentera.

Lorsqu'on aura $\alpha = 90°$, le terme $\cos\alpha$ sera nul et le travail $\mathcal{T}$ sera nul lui-même. On voit donc qu'une force agissant perpendiculairement à la direction du déplacement de son point d'application ne produit aucun travail. C'est le cas de la force pesanteur agissant sur un corps qui se déplace sur un plan horizontal. Le travail de cette force est alors nul et il faut en déduire que le déplacement du corps est dû à des causes étrangères, c'est-à-dire à d'autres forces que la pesanteur.

Si l'angle α continue à croître au delà de 90°, le terme $\cos\alpha$ devient négatif et croît en valeur absolue, en même temps que l'angle. La force F agit dans ce cas pour empêcher ou retarder le mouvement et l'on dit que son travail est résistant.

Si enfin α atteint la valeur 180°, $\cos\alpha = 1$ et le travail sera :

$$\mathcal{T} = -Fd.$$

30. — Expression du travail des forces. — L'expression du travail est d'une application constante dans l'étude des machines. On comprend, en effet, que si une force est employée à produire un résultat industriel, la notion de l'intensité de cette force ne suffit pas à déterminer l'effet produit ; il est encore nécessaire de tenir compte du chemin parcouru par son point d'application.

Lorsque, par exemple, une machine à raboter est en marche utile, elle nécessite un effort défini pour que l'outil puisse trancher le métal ; mais l'effet industriel

qu'on obtient dépend aussi du chemin sur lequel le tranchage a eu lieu. Cet effet est donc proportionnel, en définitive, au produit de l'effort par le déplacement.

Quand une force est employée à produire l'élévation verticale d'un fardeau, il est bien évident que le résultat n'est pas seulement fonction du poids du fardeau, mais bien encore de la hauteur à laquelle on l'a soulevé ; en sorte que si l'on appelle P son poids et H la hauteur d'élévation, l'effet produit sera proportionnel au produit PH.

Dans une machine à vapeur, le résultat industriel obtenu dépend de la pression totale exercée par la vapeur sur la surface du piston, mais aussi du chemin parcouru par ce piston.

Les forces s'exprimant en kilogrammes et les chemins parcourus en mètres, le travail sera toujours un produit de ces deux unités et l'unité de travail sera correspondante à une force d'un kilogramme agissant sur un parcours d'un mètre. On a appelé cette unité le kilogrammètre : c'est le travail nécessaire pour élever un poids d'un kilogramme à un mètre de hauteur, sans condition de temps. On peut donc dire que c'est le travail qu'il faut produire pour élever un fardeau quelconque à une hauteur telle que le produit de son poids en kilogrammes par la dite hauteur en mètres soit égal à l'unité.

31. – Figuration graphique.

31. — **Figuration graphique des travaux des forces.** — **Diagrammes.** — Une force, comme nous l'avons vu, peut être représentée graphiquement, à une échelle convenue, par une ligne droite, et l'on conçoit qu'il peut en être de même pour le chemin parcouru par son point d'application.

Si donc, étant donné deux axes de coordonnées Ox et Oy perpendiculaires, nous portons en OA l'intensité d'une force constante F et en OC le chemin parcouru par le point d'application dans la direction de l'effort, soit d, nous aurons, en construisant le rectangle OABC, une représentation graphique du travail de la force F pour le déplacement d.

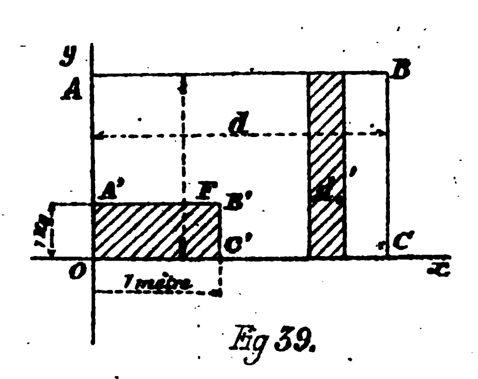


Fig 39.

En effet, l'expression $\mathcal{T} = Fd$ représente exactement la surface du rectangle OABC. Un travail, fini ou élémentaire, pourra toujours être figuré par un rectangle ou un élément de rectangle compris entre deux ordonnées voisines.

L'unité de travail, le kilogrammètre, sera représenté par le rectangle OA'B'C' construit en prenant, aux échelles adoptées, une base OC' égale à l'unité des longueur et une hauteur OA' égale à l'unité de force. Le kilogrammètre pourra encore être représenté par tout rectangle, pris dans le même diagramme, pour lequel le produit de l'effort F par le déplacement d soit égal à l'unité.

L'exemple qui précède est relatif à une force constante agissant dans la direction même du chemin parcouru; nous allons examiner maintenant le cas d'une <u>force variable</u> agissant dans les mêmes conditions, c'est-à-dire dans la direction suivant laquelle se déplace à tout instant le point d'application de la force.

C'est le cas qui se présente dans l'expansion d'un gaz sous piston. Dans une machine à vapeur à détente, l'effort de la vapeur sur le piston est d'abord constant pendant la période de pleine admission, puis il diminue d'intensité, au fur et à mesure que la détente s'opère pour atteindre un minimum à la fin de la course. Les <u>diagrammes</u> relevés à l'aide de l'indicateur de Watt sur les machines à vapeur permettent de lire la variation de l'effort moteur et de calculer le travail développé dans la course du piston.

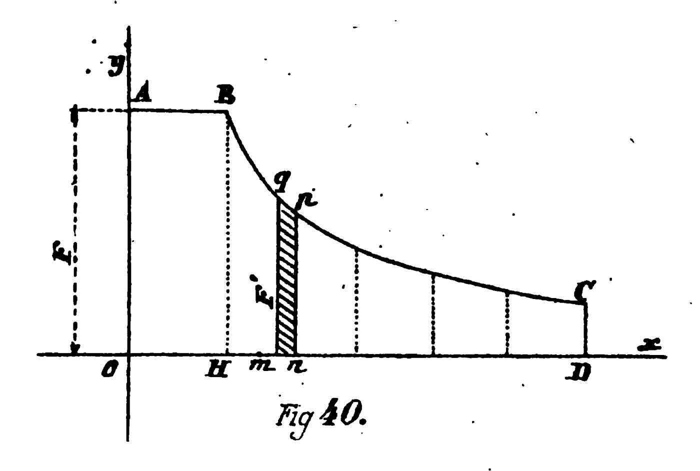


Fig 40.

Si nous représentons sommairement par OABCD la figure tracée par le stylet de l'indicateur, nous vo ns

que cette figure comporte une ligne horizontale AB, correspondant à la pleine admission, puis une ligne infléchie BC qui, dans le cas où la loi de Mariotte s'appliquerait exactement, serait une hyperbole équilatère. L'ordonnée OA représente à l'échelle convenue l'effort de la vapeur sur le piston pendant la période de pleine introduction et l'abscisse OH représente, également à l'échelle la portion de course correspondant à cette période. Il en résulte que la surface du rectangle OABH figure le travail de la vapeur pendant la dite période.

Si nous considérons maintenant un élément de course mn, choisi dans la période de détente et suffisamment petit pour que l'effort de la vapeur puisse, pendant ce déplacement élémentaire, être considéré comme constant, nous voyons que le travail développé sera représenté par la surface du rectangle élémentaire mnpq; et le même raisonnement s'appliquant à tous les éléments de la course du piston; il en résulte que le travail total pendant la course sera représenté par l'aire de la figure OABCD. Le diagramme étant tracé, il suffira donc, par un des procédés connus (décomposition de surfaces ou planimétrie) de déterminer cette aire.

32. — Effort constant moyen d'une force variable. — On appelle effort constant moyen d'une force variable, l'effort constant qui produirait le même travail que la dite force variable, en faisant parcourir le même chemin au point d'application.

Soit par exemple OABCD la figure dont l'aire

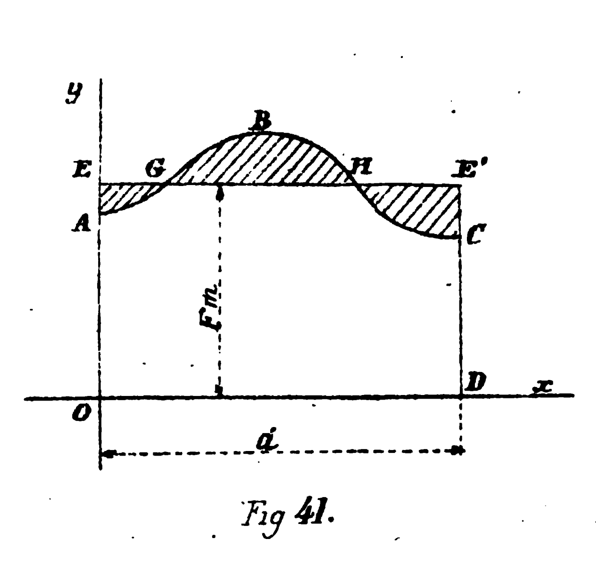


Fig 41.

représente le travail d'une force variable. On comprend qu'il sera toujours possible de construire un rectangle OEE'D d'aire équivalente. La hauteur F_m de ce rectangle équivalent donnera à l'échelle de la figure, la valeur de l'effort constant moyen qui pourrait produire le même travail que la force variable pour un même déplacement du point d'application. En effet, le travail de la force variable est représenté par:

$$\mathcal{T} = \text{aire } OABCD = \text{aire rectangle } OEE'D = F_m \times d.$$

La droite horizontale EE' coupe la ligne sinueuse ABC aux points G et H. On conçoit que pour obtenir l'équilibre entre l'aire du diagramme de travail de la force variable et l'aire du rectangle représentant le travail de l'effort constant moyen, il faudra que la surface du segment supérieur GBH soit égale à la somme des surfaces des deux segments inférieurs AEG et HCE'.

La figure OABCD peut représenter le travail d'une force variable dont la direction n'est pas toujours celle de la trajectoire, mais, dans ce cas, l'effort constant moy.. doit

être considéré comme constamment tangent à cette trajectoire. C'est la condition nécessaire pour laquelle $F_m \times d$ représente exactement le travail de la force variable pour le déplacement d.

On est fréquemment conduit, dans le calcul des machines, à déterminer la valeur d'un effort constant moyen, notamment dans les diagrammes de travail des machines à vapeur, dans l'étude des mouvements de manivelles, dans le calcul des pompes à piston, etc., etc...

§.7._Puissance.

33. _ **Définition.** _ La notion du travail des forces est entièrement indépendante de l'idée de temps. C'est ainsi que pour élever un fardeau de 120 kilogrammes à 8 mètres de hauteur, il faudra développer un travail total T, tel que :

$$T = 120\ kg^{o} \times 8\ \text{mètres} = 960\ \text{kilogrammètres}$$

et ce travail sera toujours le même, quelque soit le temps qu'on ait mis à produire l'élévation du fardeau à la hauteur indiquée.

Or, dans la pratique industrielle, il n'est pas indifférent qu'un même travail soit développé en un temps quelconque. Il est, au contraire, indispensable qu'on puisse comparer les machines motrices suivant les travaux qu'elles sont susceptibles de développer en un temps donné. Pour cela on a été conduit à l'adoption d'une unité de travail dans laquelle intervient le temps.

34. — <u>Unité de puissance</u>. — <u>Cheval-vapeur</u>. — Cette unité a reçu le nom d'<u>unité de puissance</u> : c'est le <u>cheval-vapeur</u>.

<u>Le cheval-vapeur est la quantité de travail développée par une force d'une intensité de 75 kilogrammes dont le point d'application se déplace d'un mètre par seconde dans la direction de l'effort</u>.

C'est encore le travail nécessaire pour élever un poids de 75 kilogrammes à un mètre de hauteur en une seconde, ou pour élever dans le même temps un poids quelconque à une hauteur telle que le produit du poids en kilogs par la hauteur en mètres, soit égal à 75.

Le cheval-vapeur est donc un multiple du kilogrammètre, auquel on a uni l'idée de temps : C'est l'unité adoptée dans l'industrie mécanique pour évaluer le travail continu des machines.

35. — <u>Poncelet</u>. — On emploie aussi, en France, pour la mesure de la puissance des machines, un autre unité appelée le "Poncelet". C'est le <u>travail nécessaire à élever 100 kilogrammes à un mètre de hauteur dans une seconde</u>. Cette unité est jusqu'ici peu répandue, sauf pour la mesure des grosses puissances, comme celle des grandes chutes d'eau. Son emploi serait cependant beaucoup plus simple dans les calculs que celui du cheval-vapeur de 75 kilogrammètres.

On a enfin adopté, pour certaines déterminations, une unité spéciale à laquelle on a donné le nom de <u>cheval-heure</u>. C'est la puissance développée en une heure par une machine d'un cheval-vapeur. Cette unité représente donc :

$75 \times 3600 = 270.000$ kilogrammètres.

On trouve la notion du cheval-heure dans toutes les tarifications de la puissance motrice.

---

§.8.— Energie.

36. — Définition. — L'énergie est le travail emmagasiné dans un corps et qu'il est susceptible d'effectuer.

L'énergie se décompose en énergie cinétique ou actuelle et en énergie potentielle.

37. — Energie cinétique. — L'énergie cinétique d'un système est celle qu'il tient de l'état de mouvement des corps qui le constituent.

Soit un corps de masse M soumis à une force constante F qui agit dans la direction du mouvement, quand le corps, partant de l'état de repos aura parcouru un espace e, il aura acquis une vitesse v; on démontre que le travail F_e accompli par la force $= \frac{1}{2} M_v^2$. Si, à ce moment, la force F change de sens et a une direction opposée à celle du mouvement, elle sera une résistance que le corps aura à surmonter pour continuer son mouvement : c'est le corps qui maintenant effectue un travail et cela jusqu'à ce qu'il soit revenu à l'état de repos.

Par raison de symétrie, l'espace parcouru e est le même que dans la première période du

mouvement et le travail sera le même soit $\frac{1}{2} Mv^2$.

Ainsi, au moment où le corps a une vitesse v, le travail mécanique qu'il est susceptible de fournir est égal à $\frac{1}{2} Mv^2$, cette expression mesure son énergie cinétique.

38. — Energie potentielle. — L'énergie potentielle d'un système, liée aux positions relatives des corps dans ce système, correspond au travail que les forces intérieures effectueraient si les corps obéissaient à l'action de ces forces.

Quand on enroule le ressort d'une montre, on change les positions relatives de ses parties, on lui communique une énergie potentielle qui sera utilisée pour faire mouvoir les aiguilles de la montre.

---

§. 9. — Force vive.

39. — Définition. — On a donné le nom de force vive au demi-produit de la masse d'un corps par le carré de sa vitesse.

$$\text{Force vive} = \frac{Mv^2}{2}$$

La force vive est une quantité toujours positive quelque soit le signe de la vitesse V.

La notion de la force vive est des plus importantes en mécanique. Nous allons voir, en effet, qu'il existe une équivalence parfaite entre cette quantité et le travail des forces qui sont appliquées à un système matériel donné.

40. — **Principe général des forces vives.** — Le principe général des forces vives peut s'énoncer ainsi :

La variation de la force vive totale d'un système matériel, entre deux instants donnés, est égale à la somme algébrique des travaux de toutes les forces, tant extérieures que moléculaires, qui ont agi sur le système entre ces deux instants.

Soit une force constante F agissant sur un corps dans la direction de sa vitesse initiale. Dans ce cas, le plus simple, le mouvement obtenu est rectiligne et uniformément varié ; et si nous appelons V_0 la vitesse initiale, V la vitesse finale, j l'accélération, d le déplacement du corps entre les deux instants considérés et t le temps employé à le parcourir, nous avons les deux équations du mouvement :

$$V = V_0 + jt$$

$$d = V_0 t + \frac{1}{2} jt^2.$$

Éliminons le temps t entre ces deux équations et pour cela élevons au carré les deux membres de la première. On a successivement :

$$V^2 = V_0^2 + 2V_0 jt + j^2t^2,$$

d'où :

$$V^2 - V_0^2 = 2V_0 jt + j^2t^2,$$

ou, en mettant $2j$ en facteur commun dans le 2ème membre,

$$V^2 - V_0^2 = 2j\left(V_0 t + \frac{1}{2} jt^2\right)$$

Or, la parenthèse n'est autre que la valeur du déplacement d, d'où :

$$V^2 - V_0 = 2jd.$$

Nous pouvons remplacer l'accélération j par son équivalent $\frac{F}{M}$, en appelant M la masse du système en mouvement.

Nous aurons donc :

$$V^2 - V_o^2 = 2\,\frac{F}{M}\,d,$$

et, en multipliant par M et divisant par 2 les deux membres de cette dernière égalité :

$$\frac{MV^2}{2} - \frac{MV_o^2}{2} = Fd = \mathcal{T}F.$$

Or, le premier membre est la différence entre la force vive finale et la force vive initiale ; c'est donc la variation algébrique de cette force vive. Quant au second membre, c'est le travail même de la force F pendant l'intervalle de temps t.

---

§10. _ Force centrifuge.

---

41. — Définition. — La force centrifuge est la réaction qu'un mobile assujetti à décrire une courbe fixe, exerce contre cette courbe. C'est une force égale et directement opposée à une autre force appelée force centripète.

Prenons comme exemple un anneau A, enfilé sur une tringle curviligne BB' ; la force qui oblige l'anneau à suivre la tringle est la force centripète, dirigée à tout instant vers le centre de courbure de la tringle ; elle est appliquée à l'anneau. (fig. 42).

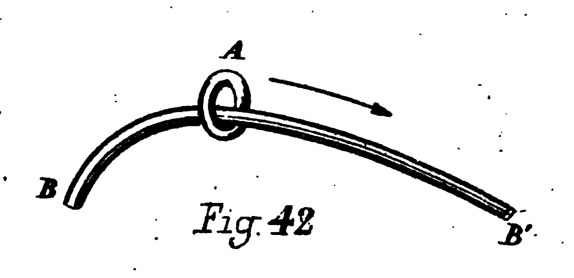


Fig. 42

La force centrifuge est une force égale et contraire, mais elle est appliquée à la tringle.

Prenons un second exemple : la fronde. La force qui oblige la pierre à décrire une courbe fermée est la force centripète : elle est appliquée à la pierre ; la force centrifuge, égale et directement opposée est appliquée au morceau de cuir qui retient la pierre.

La force centrifuge est dirigée suivant la normale à la trajectoire du mobile (celle qui est dans le plan osculateur à la courbe) et en sens opposé au centre de courbure.

42. — Valeur de la force centrifuge. — Sa valeur est identique en intensité à celle de la force centripète. Elle peut s'écrire :

$$F = m\omega^2 R$$

m étant la masse $\frac{P}{g}$ du corps en mouvement.

ω, la vitesse angulaire ou vitesse linéaire d'un point qui serait situé à l'unité de distance du centre.

et R le rayon d'action.

$$F = \frac{mV^2}{R}$$

expression équivalente à la première.

43. — Exemple de calcul de la valeur de la force centrifuge. —

Quand un véhicule se déplace dans une courbe, la force centrifuge tend à le rejeter en dehors de la voie, suivant le prolongement du rayon ; et cette action est d'autant plus intense que le véhicule se déplace sur une courbe de plus faible rayon.

Soient R le rayon moyen de la voie, P le poids du véhicule et 2 l la longueur de la voie.

La valeur de la force centrifuge est :

$$F_n = \frac{mV^2}{R} = \frac{PV^2}{gR}.$$

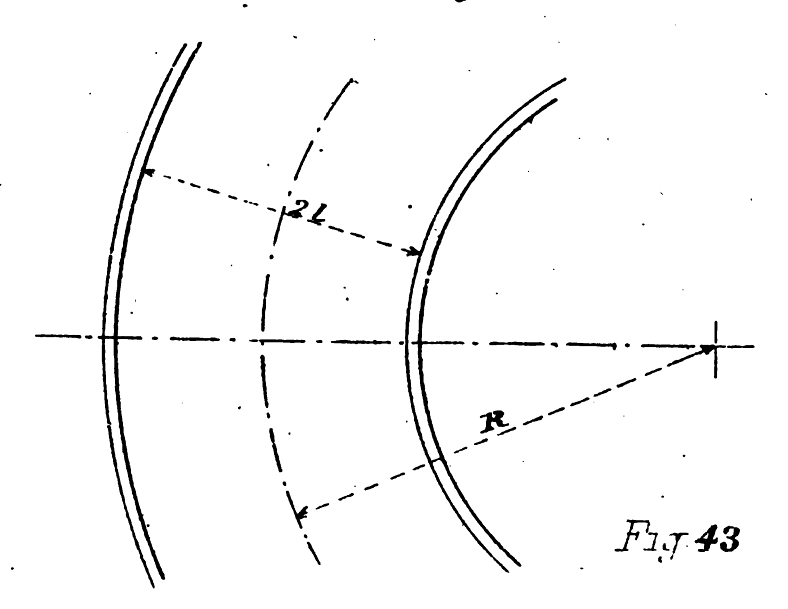


Fig. 43

Chapitre III.

Machines simples.

§. 1er _ Définition, Classification, équilibre des machines simples.

44. _ Définition. _ On désigne sous le nom de Machine tout appareil permettant de vaincre une résistance au moyen de forces convenablement appliquées constituant une puissance.

On divise les machines en machines simples et machines composées.

Une machine est dite simple quand elle n'est formée que d'un seul corps solide gêné dans son mouvement par un obstacle (point, ligne ou surface fixes) et soumis à l'action des forces extérieures.

Une machine composée est constituée par la réunion de plusieurs machines simples.

45. _ Classification des machines simples. _ Toutes les machines simples peuvent se ramener à l'un des trois types suivants :

1° _ Le système levier, qui est constitué par

un seul corps solide assujetti à un point fixe autour duquel il est censé pouvoir tourner dans tous les sens.

2°. — Le système tour ou treuil, constitué par un corps solide ayant deux points fixes en ligne droite, c'est-à-dire un axe fixe. Le corps ne peut dans ce cas que tourner autour de cet axe, sans glisser.

3°. — Le système plan, dans lequel l'obstacle fixe est constitué par une surface géométrique inébranlable, généralement un plan ou une surface hélicoïde, sur lesquels le corps solide peut glisser dans tous les sens.

46. — Équilibre des machines. — Définition. — L'équilibre des machines a pour objet l'étude des conditions dans lesquelles chaque machine peut demeurer au repos (ou conserver un mouvement uniforme quand elle a été préalablement lancée) sous la seule action des forces extérieures auxquelles elle est soumise.

47. — Leviers. — Classification des leviers. — Le levier est une machine simple constituée par une barre rigide, de forme quelconque, mobile autour d'un point fixe et sollicitée par des forces tendant à la faire tourner dans des sens différents. Dans le plus grand nombre de cas, ces forces se réduisent à deux seulement : la puissance P, dont l'action tend à mettre la barre en mouvement et la résistance Q qui tend à s'opposer à ce mouvement et qui doit être vaincue dans un but utile.

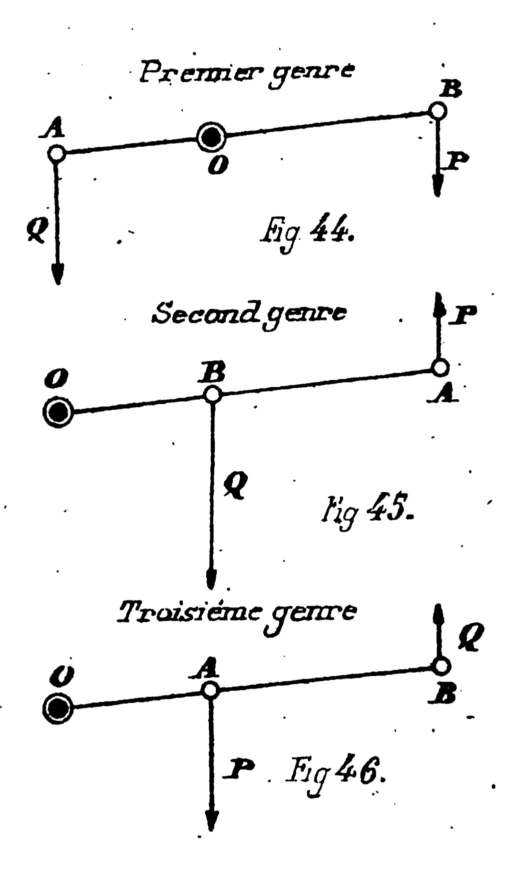


Fig 44.
Fig 45.
Fig 46.

On distingue trois genres de leviers, suivant les positions relatives du point d'appui et des points d'application de la puissance et de la résistance :

1° Le levier du premier genre (fig. 44) dans lequel le point d'appui est situé entre la puissance et la résistance.

Le balancier d'une machine, le fléau d'une balance ordinaire ou d'une romaine, la pince des carriers, etc.... sont des exemples de leviers du premier genre.

2° Le levier du second genre (fig. 45) dans lequel la résistance est entre le point d'appui et la puissance.

La brouette est un levier du second genre. Il en est de même du casse-noix, du levier de manœuvre de la presse hydraulique, de l'aviron.

Dans ce dernier exemple, la puissance est la force musculaire développée par le rameur ; la

résistance est la réaction opposée par le bateau à son mouvement ; et le point d'appui, dont la fixité n'est que relative, a lieu au contact de l'eau et de la palette de l'aviron.

3° _ Le levier du troisième genre (fig. 46), dans lequel la puissance est entre le point d'appui et la résistance.

Comme exemples de leviers du troisième genre, nous pouvons citer :

Le levier d'une soupape de sûreté : la puissance est la poussée de la vapeur qui tend à soulever la soupape ; et la résistance est le poids de la masse en fonte ou bien la tension du ressort qui est à l'extrémité du levier.

Les pincettes, où la puissance est l'action développée par la main de l'homme et la résistance est la réaction due au serrage du corps à transporter ; le point d'appui est dans ce cas au demi-cylindre flexible qui relie entre elles les deux branches de l'instrument.

La pédale du rémouleur, d'un tour ou d'une machine à coudre, sont encore des applications du levier du troisième genre.

On obtient facilement les trois genres de leviers en partant de celui du premier genre et en déplaçant la résistance seule, de façon à l'amener : 1° _ entre le point d'appui et la puissance ; 2° _ au delà de la puissance.

48. — <u>Equilibre du levier. — Pour qu'un levier soit en équilibre, il faut et il suffit que toutes les forces extérieures qui le sollicitent admettent une résultante unique passant par le point d'appui.</u>

<u>Analytiquement, il faut et il suffit que la somme algébrique des moments des forces qui le sollicitent, par rapport au point d'appui, soit égale à zéro.</u>

Désignons par P (fig. 47) la puissance et par Q la résistance appliquées au levier et cherchons la relation qui doit exister entre ces deux forces pour que le levier A B soit en équilibre. Du point fixe O, autour duquel peut tourner le levier,

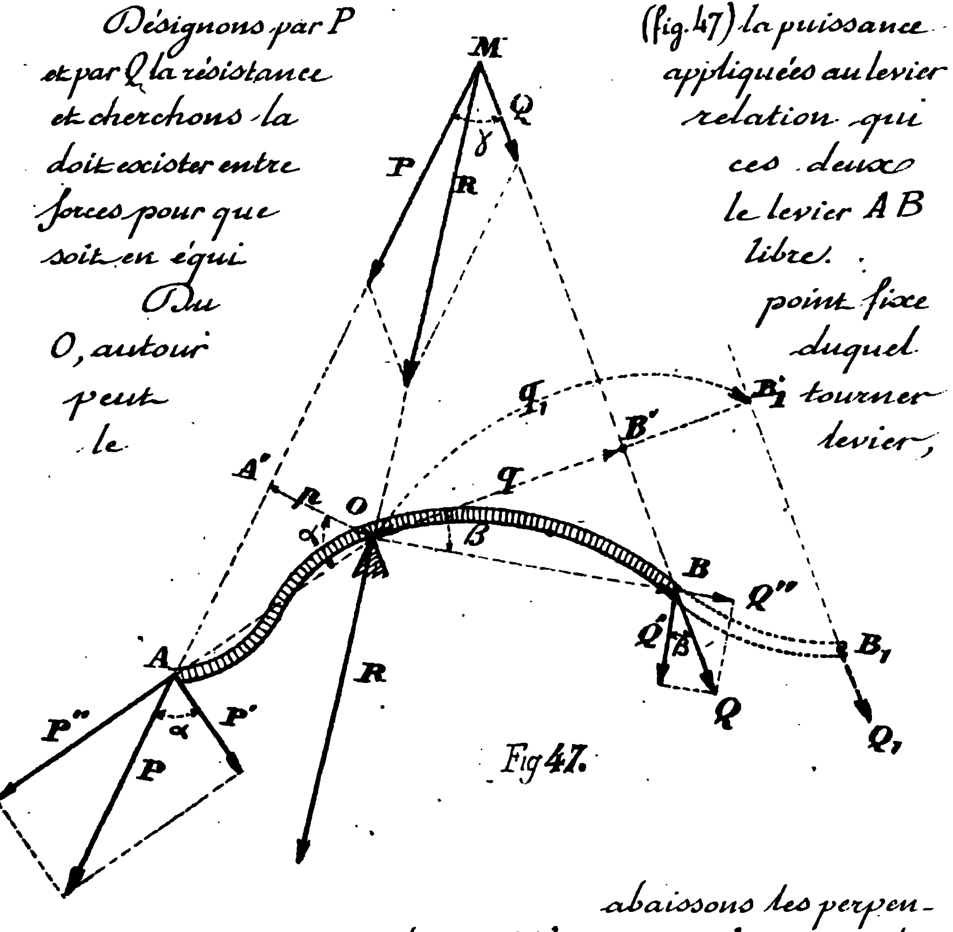


Fig 47.

abaissons les perpendiculaires $OA' = p$ et $OB' = q$ sur les directions de P et de Q, qui sont des directions quelconques.

Pour qu'il y ait équilibre, il faut que le moment de la résultante des forces extérieures soit nulle, c'est-à-dire que la somme algébrique des moments des composantes P et Q soit également nulle.

Nous aurons donc :

$$M_o^t R = M_o^t P - M_o^t Q = 0.$$

d'où :

$$Pp - Qq = 0.$$

ou encore :

$$Pp = Qq$$

$$\text{et} \quad \frac{P}{Q} = \frac{q}{p} \qquad (1)$$

En d'autres termes, le levier étant soumis à trois forces extérieures : la puissance P, la résistance Q et la réaction de l'appui, il faut pour l'équilibre :

1°. – que ces trois forces soient dans un même plan, chacune d'elles étant égale et directement opposée à la résultante des deux autres. En particulier, la réaction du point d'appui doit être égale et directement opposée à la résultante de P et de Q, c'est-à-dire que cette résultante doit nécessairement passer par le point d'appui.

2°. – que les forces P et Q tendent à faire tourner le levier en sens contraire.

3°. – que ces forces soient inversement proportionnelles à leurs bras de levier.

Il en résulte que si la résistance vaincue est égale, par exemple, à 4 fois la puissance employée,

le chemin parcouru par le point d'application de la résistance ne sera que le quart du chemin parcouru pendant le même temps par le point d'application de la puissance; les vitesses des points A' et B' sont dans le même rapport; d'où le principe général et constamment vérifié pour toutes les machines.

Ce qu'on gagne en vitesse on le perd en force et réciproquement ou bien:

Ce qu'on gagne en chemin parcouru on le perd en force et réciproquement.

49. — Poulies. — Définition et Classification. — Les poulies sont des machines simples qui servent à transformer un mouvement rectiligne continu en un autre mouvement de même nature, mais de direction différente.

Une poulie est composée d'un disque circulaire en métal ou en bois, dont la circonférence est creusée suivant un profil déterminé, d'une gorge dans laquelle s'engage une corde ou une chaîne.

La poulie est montée sur un axe, presque toujours métallique, qui repose par ses extrémités ou tourillons, sur des coussinets fixes ou sur les branches d'une chape portant un crochet. Ce crochet sert, suivant les cas, à suspendre la poulie ou à accrocher le fardeau.

On distingue deux types de poulies: la poulie fixe et la poulie mobile.

La poulie est dite fixe lorsque son axe est maintenu dans l'espace dans une position invariable, soit par des coussinets reliés à un bâti quelconque, soit dans les alvéoles d'une chape suspendue à un point fixe.

La poulie mobile, au contraire, repose par sa gorge sur la corde ou la chaîne et s'élève ou s'abaisse avec la charge, qui est alors suspendue au crochet de la chape.

50. — Poulie fixe. — Equilibre de la poulie fixe. —

La disposition la plus courante de la poulie fixe est représentée par la figure 48.

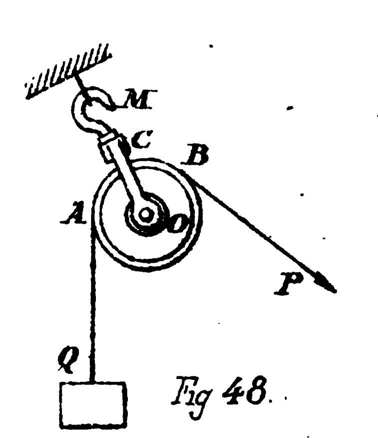


Fig 48.

Un fardeau est suspendu en Q à l'un des brins du câble. Le poids de ce fardeau constitue la résistance.

La puissance est appliquée sur l'autre brin du câble, en P.

Pour qu'une poulie fixe soit en équilibre, il faut que la puissance soit égale à la résistance.

Soit une poulie fixe montée sur l'axe O (fig. 49). Le seul degré de liberté de cette poulie étant une rotation autour de l'axe O, la seule équation de son équilibre est une équation de moments autour de son axe.

Si nous appelons P la puissance, Q la résistance et r le rayon de la poulie, ou plus exactement la distance entre l'axe O et l'axe du câble ou de la chaîne de transmission, nous aurons :

$$P \times r = Q \times r$$

d'où : $P = Q$.

Fig. 49.

Si nous traçons les deux rayons OB et OC aboutissant aux extrémités de l'arc enveloppé, nous constituons en BOC une sorte de levier fictif, dont les bras sont des mêmes longueur r et dans lequel la puissance et la résistance ne sont autres que les forces P et Q.

Il en résulte que la poulie fixe peut être considérée comme un levier à bras égaux. Toutefois elle a sur le levier l'avantage de permettre un déplacement continu, dont l'étendue n'est limitée que par la longueur du câble.

Elle peut être également ramenée à un treuil dans lequel la puissance et la résistance agissent au bout de bras de levier égaux.

Quelle que soit la comparaison établie, on voit que dans la poulie fixe, on ne gagne rien en force, comme conséquence on ne perd rien en espace parcouru.

Pour déterminer l'intensité de la résultante, il suffit d'observer que le parallélogramme ADHE est un losange et que le triangle rectangle ADM donne :

$$AM = AD \cos \alpha$$

51. — Poulie mobile. — Equilibre de la poulie mobile. —

Dans le montage de la poulie mobile, représenté figure 50, un câble attaché en A à un point fixe, passe dans la gorge d'un disque circulaire H, qui se trouve enveloppé suivant BC.

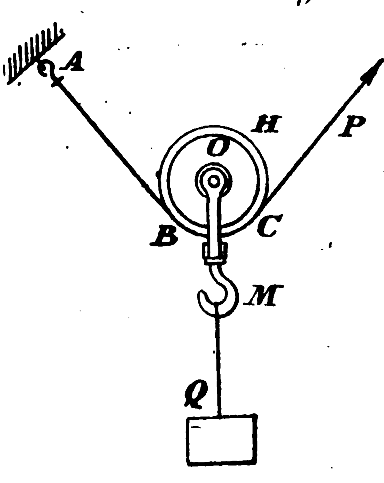


Fig 50.

L'axe O, qui traverse le disque, porte une chape, terminée par un crochet M, auquel est suspendue la charge Q. La puissance est appliquée en P, au brin libre du câble.

Pour qu'une poulie mobile soit en équilibre, il faut

que la puissance soit à la résistance comme le rayon de la poulie est à la corde sous-tendante de l'arc embrassé par le câble.

Soit une poulie mobile de centre O et de rayon r (fig. 51). Cette poulie est supportée par une corde, fixée par l'une de ses extrémités au point A et soumise de l'autre côté à l'action de la puissance P.

La charge à soulever Q, est suspendue au crochet de la chape. Pour établir les conditions d'équilibre de la poulie ainsi équipée, nous la rendrons libre en remplaçant les réactions des deux brins de la corde par les vecteurs T et P. Nous avons alors un système en équilibre sous l'action des trois forces T, P et Q.

Fig 51.

Pour cela, il faut :

1°_ Que les trois forces soient contenues dans un même plan ;

2°_ Que leurs directions soient concourantes, c'est-à-dire que les deux brins de la corde suffisamment prolongés, se coupent en un point M, situé sur la direction de la résistance Q ;

3°_ Que chaque force soit égale et directement opposée à la résultante des deux autres.

Menons les rayons OB et OC qui aboutissent aux points de contact de la corde et transportons en M les deux forces T et P. D'après ce qui vient d'être dit, la résultante MK de ces deux forces doit être égale et directement opposée à la résistance Q. Le vecteur MK passe donc par le centre O et il est la bissectrice de l'angle BMC. Par suite, le parallélogramme MNKH est un losange et l'on en tire :

$$T = P .$$

Ce résultat est d'ailleurs établi par le fait que la poulie étant supposée en équilibre, la somme algébrique des moments des trois forces T, P et Q, par rapport à O doit être nulle. Or, le moment de Q est lui même nul. Donc l'équation des moments se réduit à :

$$Tr = Pr$$

d'où :

$$T = P$$

Pour établir une relation entre les forces P et Q, observons que les triangles OBC et MHK sont semblables, comme ayant, deux à deux, leurs côtés perpendiculaires, et nous donnent :

$$\frac{MH}{MK} = \frac{OB}{BC}$$

ce qui peut encore s'écrire :

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{c}$$

en appelant c la longueur de la corde BC qui sous-tend l'arc embrassé.

52. — Combinaisons de poulies mobiles. — On est quelquefois conduit à combiner les poulies mobiles de telle sorte que la puissance de l'une des poulies soit la résistance de la poulie suivante.

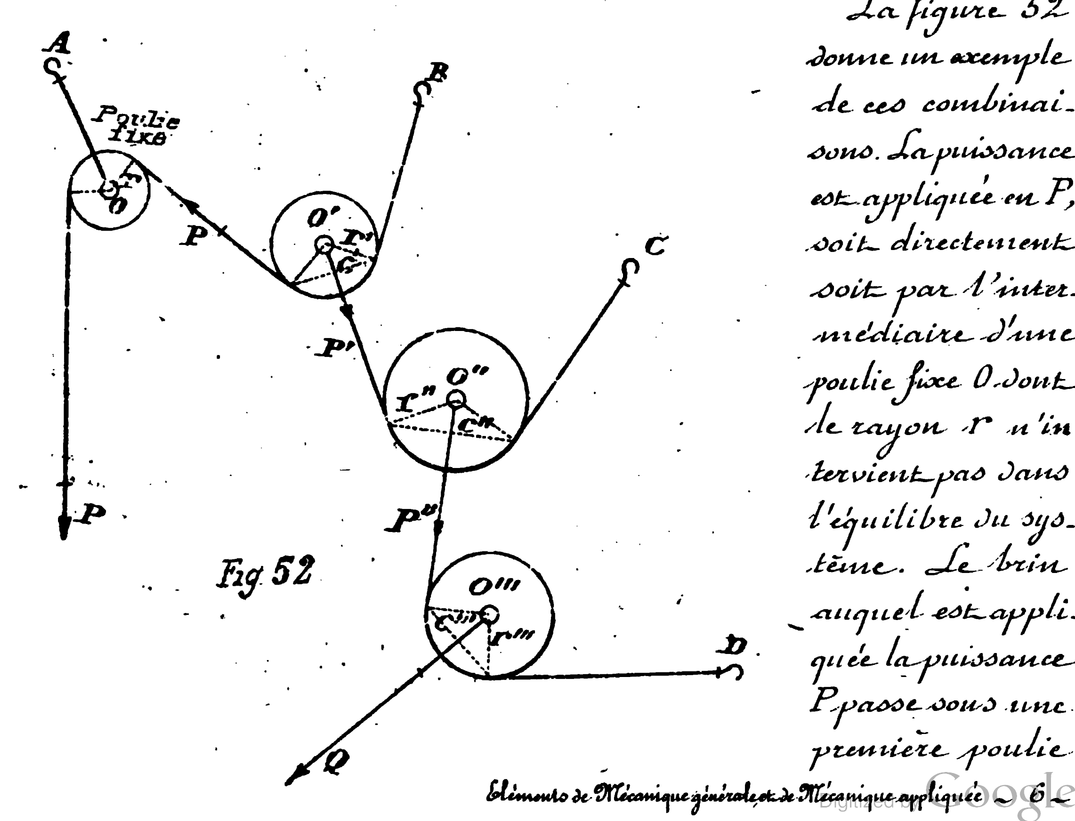


Fig 52

La figure 52 donne un exemple de ces combinaisons. La puissance est appliquée en P, soit directement, soit par l'intermédiaire d'une poulie fixe O dont le rayon r n'intervient pas dans l'équilibre du système. Le brin auquel est appliquée la puissance P passe sous une première poulie

mobile de rayon r' et vient s'attacher à un point fixe B. La chape de la poulie O' exerce une traction P' sur le brin libre d'une seconde poulie mobile O'' de rayon r'', ce brin venant s'attacher à un second point fixe C.

Et ainsi de suite jusqu'à une dernière poulie mobile O''', à la chape de laquelle est finalement appliquée la résistance Q.

Si nous appelons c', c'', c''', les cordes respectives des divers arcs embrassés, nous pouvons écrire les équations d'équilibre des poulies O', O'', O'''....

Nous aurons pour la poulie O' :

$$\frac{P}{P'} = \frac{r'}{c'}$$

pour la poulie O'' :

$$\frac{P'}{P''} = \frac{r''}{c''}$$

et pour la poulie O''' :

$$\frac{P'''}{Q} = \frac{r'''}{c'''}$$

En multipliant ces trois égalités membre à membre, on a :

$$\frac{P \times P' \times P''}{P' \times P'' \times Q} = \frac{r' \times r'' \times r'''}{c' \times c'' \times c'''}$$

ou encore :

$$\frac{P}{Q} = \frac{r'\, r''\, r'''}{c'\, c''\, c'''}$$

<u>Dans une combinaison de poulies mobiles, la puissance est à la résistance comme le produit des rayons</u>

des poulies est au produit des cordes qui sous-tendent les arcs embrassés par les brins.

53. — Tour ou Treuil. — Définition. — On appelle tour ou treuil une machine simple composée d'un corps solide, de forme généralement cylindrique ayant deux points fixes et ne pouvant que tourner autour de l'axe déterminé par ces deux points. Ce corps est soumis à l'action de forces qui tendent à le faire tourner en sens contraire.

En pratique, la disposition habituelle consiste à employer un arbre cylindrique A, reposant par deux tourillons T et T' dans des paliers fixes (fig. 53).

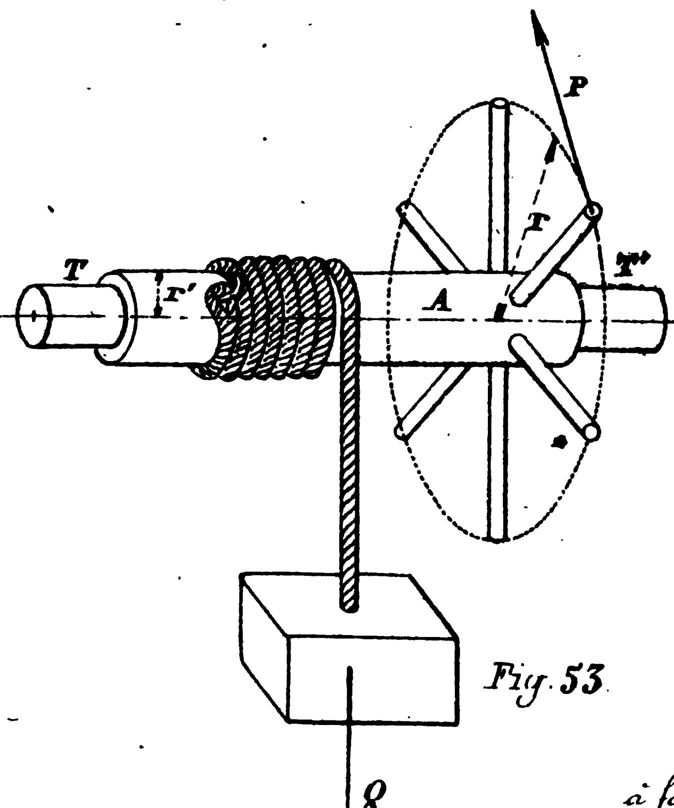


Fig. 53

La puissance est appliquée en P et agit à l'extrémité d'un bras de levier r; la résistance est appliquée en Q, à l'extrémité d'un bras de levier dont la longueur est le rayon r' de l'arbre A.

Autant que possible, on cherche, dans le treuil, à faire agir les forces P et Q

dans les plans perpendiculaires à l'axe fixe, ce qui permet d'obtenir le maximum de travail avec un effort moteur déterminé et aussi pour ne pas produire de déplacement longitudinal de l'arbre, ou, ce qui revient au même, pour éviter les pressions obliques sur les collets ou embases des tourillons.

54. — Équilibre du Tour ou Treuil. — Les forces P et Q étant supposées toutes deux dans des plans perpendiculaires à l'axe et tendant à faire tourner l'arbre en sens inverse, la condition d'équilibre est : que les moments de ces deux forces par rapport à l'axe fixe aient une somme algébrique égale à zéro, c'est-à-dire qu'ils soient égaux entre eux.

L'équation d'équilibre sera donc :

$$Pr = Qr' \qquad (1)$$

ou

$$\frac{P}{Q} = \frac{r'}{r}$$

Donc pour l'équilibre du treuil, il faut que la puissance et la résistance soient en raison inverse des rayons des organes auxquelles elles sont appliquées.

Lorsque les forces P et Q ne sont pas dirigées suivant des plans perpendiculaires à l'axe, les moments à faire figurer dans l'équation d'équilibre n'ont plus pour valeurs Pr et Qr comme dans (1). Chacune des forces P et Q se décompose alors en deux autres ; l'une parallèle à l'axe du treuil, l'autre située dans un plan perpendiculaire à cet axe.

Les composantes parallèles à l'axe sont détruites

par les réactions des collets ou embases des tourillons. Les composantes perpendiculaires tendent à produire la rotation et pour qu'il y ait équilibre, il faut que leurs moments soient égaux et de signes contraires, c'est-à-dire qu'ils répondent à la relation (1).

55. — Plan incliné. — Equilibre. — Soit un corps de poids P (fig. 54) en équilibre sur un plan incliné AB, sous l'action de son poids et d'une force Q. Remplaçons le plan par sa réaction normale N de façon à le rendre libre. L'équilibre ayant lieu, les trois forces P, Q et N doivent réunir les conditions suivantes :

1°. — Elles sont toutes trois contenues dans un même plan ;

2°. — Elles sont concourantes, en un point tel que O ;

3°. — L'une quelconque d'entre elles est égale et directement opposée à la résultante des deux autres, ou, en d'autres termes, les sommes algébriques des projections de ces trois forces sur deux axes situés dans leur plan.

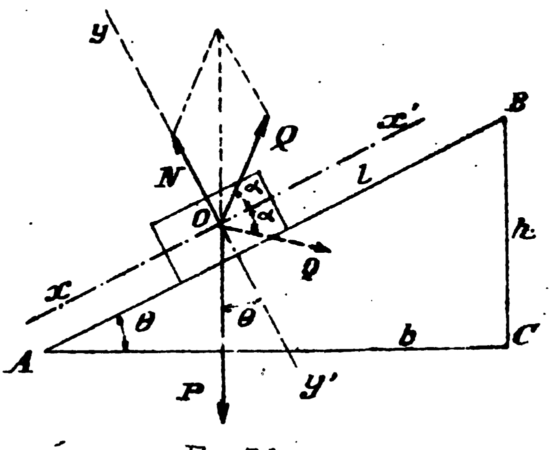


Fig 54

sont séparément nulles.

De cette dernière condition, il résulte notamment que la résultante des forces P et Q doit être égale et directement opposée à N, c'est-à-dire normale au plan incliné.

Observons que le plan qui contient les trois forces est :

1°. vertical puisqu'il contient le vecteur vertical P ;

2°. normal au plan d'appui puisqu'il contient le vecteur normal N.

Le plan des forces coupe donc le plan incliné suivant une ligne de plus grande pente.

Prenons pour axes de projection les droites perpendiculaires $x x'$ et $y y'$ se coupant en O, $x x'$ étant parallèle et $y y'$ perpendiculaire à AB.

Soit θ l'angle de pente du plan et α l'angle formé par la force Q et l'axe $x x'$.

L'équation de projections sur $x x'$ donne :

$$P \sin \theta = Q \cos \alpha \qquad (1)$$

La projection de N étant nulle, n'intervient pas dans l'équation. On tire :

$$Q = P \frac{\sin \theta}{\cos \alpha} \qquad (2)$$

L'équation de projections sur $y y'$ donne :

$$P \cos \theta = Q \sin \alpha + N \qquad (3)$$

L'équation (3) contenant la réaction N n'est pas une équation d'équilibre. Elle permet seulement de déterminer cette réaction :

$$N = P \cos \theta - Q \sin \alpha \qquad (4)$$

et la seule condition d'équilibre est donnée par l'expression (2).

Dans le cas où la force Q agit au-dessous du plan incliné, l'équation de projections sur $x x'$, de laquelle nous avons tiré l'unique condition d'équilibre, ne subit aucune modification et nous avons encore :

$$Q = P \frac{\sin \theta}{\cos \alpha}$$

Le corps peut donc être tenu en équilibre par la même force, agissant suivant deux directions symétriques par rapport à l'axe $x x'$.

1°. $\alpha = 0$. – <u>La force Q est par suite dirigée suivant $x x'$ parallèlement au plan incliné</u>.

On a alors :

$$\cos \alpha = 1$$

et la condition d'équilibre devient :

$$Q = P \sin \theta \qquad (7)$$

Observons que c'est la plus petite valeur de Q, puisqu'elle correspond au maximum de $\cos \alpha$.

Remarquons, en outre, que le triangle rectangle ABC nous donne :

$$BC = AB \sin \theta$$

d'où :

$$\sin \theta = \frac{BC}{AB}$$

En remplaçant dans (7), il vient :

$$Q = P \times \frac{BC}{AB}$$

D'où :

$$Q \times AB = P \times BC$$

et :

$$\frac{Q}{P} = \frac{BC}{AB} = \frac{h}{l} \qquad (8)$$

Si, à l'inverse de notre notation habituelle, nous considérons ici la force Q comme la puissance et le poids P comme la résistance, on voit que :

La puissance est à la résistance comme la hauteur du plan incliné est à sa longueur.

2° — L'angle α croît, son cosinus diminue et la valeur de Q augmente. Si la force Q agit au dessus du plan, l'angle α peut croître jusqu'à $90° - \theta$ et dans ces conditions Q est verticale, c'est-à-dire directement opposée à P.

On a alors :

$$Q = P \frac{\sin\theta}{\cos(90° - \theta)} = P \qquad (9)$$

On voit que dans ce cas, le corps est en équilibre sans la présence du plan.

Pour $\alpha > 90° - \theta$, l'équilibre est impossible, l'action de la force Q s'ajoutant alors à celle du poids P pour faire descendre le corps le long du plan incliné.

3° — La force Q agit au-dessous du plan incliné et $\alpha = 0$.

La force Q est donc dirigée horizontalement.

L'expression (2) devient :

$$Q = P \frac{\sin \theta}{\cos \theta} = P \operatorname{tg} \theta \qquad (10)$$

Remarquons que le triangle rectangle ABC nous donne :

$$BC = AC \operatorname{tg} \theta$$

d'où :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{BC}{AC}$$

En remplaçant dans (10) il vient :

$$Q = P \times \frac{BC}{AC}$$

d'où :

$$Q \times AC = P \times BC$$

et :

$$\frac{Q}{P} = \frac{BC}{AC} = \frac{h}{b}$$

En considérant Q comme la puissance et P comme la résistance, on voit que dans ce cas :

La puissance est à la résistance comme la hauteur du plan incliné est à sa base.

4°. – $\alpha = 90° - \theta$. – La force Q agissant toujours au dessous du plan est dans ces conditions symétrique de la force P par rapport à la normale au plan.

L'expression (2) devient, comme au cas particulier 2° :

$$Q = P \times \frac{\sin \theta}{\cos (90° - \theta)} = P \qquad (11)$$

Le même résultat est obtenu dans cette autre particularité où $\underline{\theta = \alpha = 45^\circ}$. Dans ce cas $Tg\,\theta = 1$ et l'expression (10) donne encore :

$$Q = P$$

5°_ Pour $\alpha > 90° - \theta$, la force Q continuant d'agir au-dessous du plan, l'équilibre devient impossible. En effet la somme algébrique des projections de P et de Q sur $x\,x'$ conserve une valeur numérique dans le sens de x et le corps est entraîné vers le bas du plan incliné.

6°_ Pour la limite $\alpha = 90°$ en dessous du plan incliné, l'expression (2) donne :

$$Q = P \frac{\sin\theta}{\cos 90^\circ} = P \times \frac{\sin\theta}{0} = \infty$$

ce qui caractérise l'impossibilité.

56. _ Vis. _ Définition. _ La vis est un organe de transformation de mouvement dans lequel la rotation autour d'un axe est susceptible de produire une translation le long de cet axe.

Une vis est formée d'un noyau cylindrique autour duquel s'enroule en hélice une saillie qui a reçu le nom de filet.

Pour concevoir la génération de ce filet, il faut supposer qu'une surface plane, généralement un carré ou un triangle se meuve de telle sorte :

1°_ que son plan passe constamment par l'axe

du noyau ;

2°. – que l'un de ses côtés reste constamment appuyé sur le noyau lui-même ;

3°. – que les deux sommets qui terminent ce côté décrivent une hélice tracée sur le noyau.

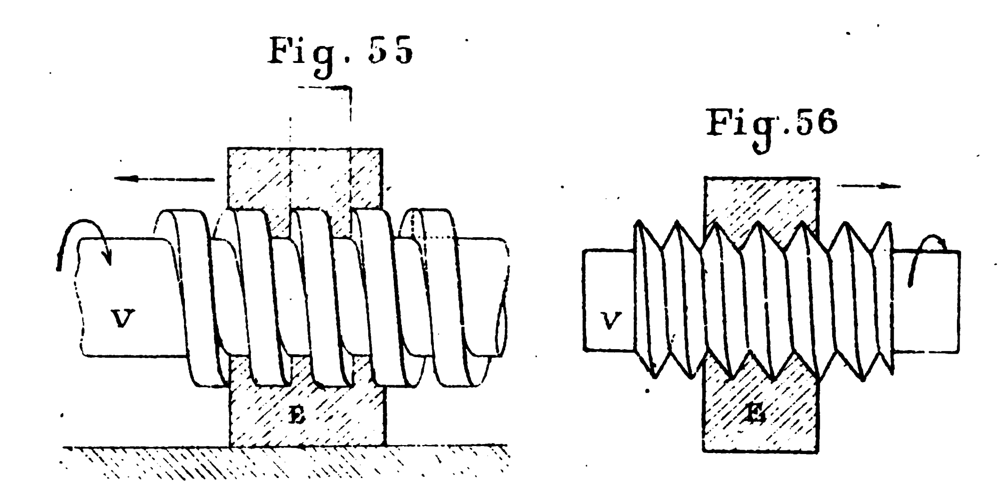
Moyennant ces conditions, tous les points de la figure considérée décrivent des hélices de <u>même pas</u> ; et elle engendre une saillie hélicoïde qui sera le <u>filet de la vis</u>. Si la figure est un carré, on a une <u>vis à filet carré</u> comme dans la figure. Les vis mécaniques de fortes dimensions sont généralement des vis à filet carré, dont le pas est égal au double du carré générateur.

Dans les vis à filet triangulaire, la figure génératrice est un triangle équilatéral et quelquefois aussi un triangle isocèle s'appuyant par sa base sur le noyau et dont l'angle au sommet est moindre de 60 degrés. Telle est du moins la règle adoptée pour les vis métalliques.

Pour les vis en bois on emploie toujours le filet triangulaire, le triangle générateur est alors un triangle isocèle rectangle dont l'hypoténuse s'appuie sur le noyau.

Dans les vis à filet triangulaire le pas est généralement égal au côté du triangle qui s'appuie sur le noyau, de telle sorte que le noyau en entier est recouvert par le filetage, alors que dans la vis à filet carré, la moitié du filet est ainsi recouverte.

Il en est d'ailleurs de même quel que soit le nombre des filets de la vis.



La vis V (fig. 55) s'engage dans une pièce, généralement fixe, E, qui constitue l'écrou, et qui présente en creux la forme que la vis offre en relief; mais sa longueur n'est qu'une partie de celle de la vis.

Le mode d'action de la vis et de l'écrou peut être de quatre sortes :

1°_ Si l'écrou est fixe, la vis en y pénétrant, prend un double mouvement de rotation autour de son axe, et de translation le long de cet axe. (Vis de presse à copier, vis de serrage d'un étau, etc...).

2°_ Si c'est la vis qui est fixe, l'écrou peut cheminer le long de la vis en tournant simultanément autour de l'axe commun (écrou d'un boulon).

3°_ La vis, empêchée de se déplacer suivant l'axe, est animée seulement d'un mouvement de rotation et l'écrou, empêché de tourner, n'a qu'un mouvement de translation (Vis mère de tour parallèle,

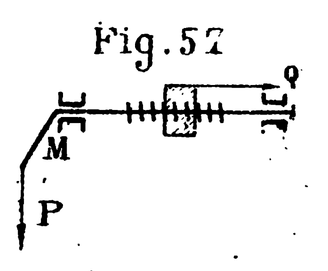
Vis calantes, des instruments de géodésie).

4°. — La vis, empêchée de tourner, n'a qu'un mouvement de translation et l'écrou, empêché de glisser, n'a qu'un mouvement de rotation (Cric et vérin à vis).

Quel que soit le cas, le déplacement relatif des deux organes dans le sens de l'axe est toujours d'un pas à chaque tour, ou d'une fraction de pas pour la même fraction de tour.

57. — Equilibre de la vis. — La vis est ordinairement employée à vaincre une résistance Q qui s'exerce dans le sens de son axe; elle est mise en mouvement par une puissance P agissant à l'extrémité d'une manivelle M, calée elle-même sur la tête de la vis (fig. 57).

Fig. 57



Appelons p le bras de levier de la puissance P et considérons le mouvement de la vis dans son écrou pendant un déplacement angulaire élémentaire $d\theta$.

Le travail de la puissance P sera, pour ce déplacement :

$$P \times p \times d\theta \qquad (1)$$

Or, si nous appelons h le pas de la vis, nous savons que pour un tour, c'est-à-dire pour un déplacement angulaire 2π, le déplacement linéaire de la vis, et par suite le chemin parcouru par le point d'application de la résistance, est

égal à cette quantité h.

Pour le déplacement angulaire élémentaire $d\theta$, ce chemin parcouru sera, proportionnellement :

$$h \times \frac{d\theta}{2\pi}$$

et le travail de la résistance s'exprimera par :

$$Q \times h \times \frac{d\theta}{2\pi} \qquad (2)$$

L'application du théorème des travaux virtuels, nous donnera :

$$P \times p \times d\theta = Q \times h \times \frac{d\theta}{2\pi}$$

ou en simplifiant :

$$P . p = Q \frac{h}{2\pi}$$

ou enfin :

$$\frac{P}{Q} = \frac{h}{2\pi p} \qquad (3)$$

Telle est la condition d'équilibre de la vis : On voit que la puissance est à la résistance comme le pas de la vis est à la circonférence décrite par le point d'application de la puissance.

Cette règle est générale, quel que soit le mode d'action réciproque de la vis et de son écrou. Il suffira toujours pour appliquer la formule (3) d'appeler P l'effort tangentiel appliqué à l'organe animé du mouvement de translation (ces efforts P et Q) désignant, suivant les cas, une puissance, une résistance ou la réaction d'un organe en liaison avec

la vis ou avec l'écrou.

58. — Conservation du travail dans les machines simples.

Le principe de la conservation du travail dans les machines simples peut s'énoncer ainsi :

__Une machine simple__, abstraction faite des efforts parasites que son mouvement est susceptible d'engendrer, tels que frottements, chocs, __n'absorbe ni ne crée aucun travail__ ; ou en d'autres termes :

En ne tenant pas compte des efforts parasites, une machine simple est toujours susceptible de transmettre, en en transformant l'expression, un travail déterminé, sans en changer la valeur.

__Exemple__ : Soit un levier de premier genre AOB, à l'une des extrémités A de ce levier est suspendu un poids P, à l'autre extrémité B est appliquée une force F faisant équilibre à P.

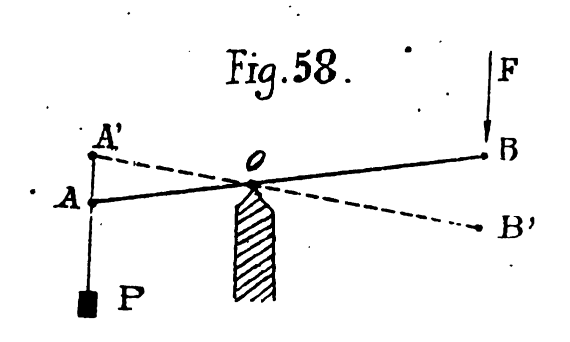


Fig. 58.

La loi d'équilibre de ce système est définie par l'équation :

$$AO \times P = OB \times F \qquad (1)$$

Si le levier passe de la position AOB à celle A'OB', la force F aura accompli un travail :

$$T = F \times BB' \qquad (2)$$

et le poids P aura engendré un travail.

(3)

$$T' = P \times AA'.$$

En remplaçant dans (1) P et F par leur valeur tirée de (2) et (3), il vient :

$$AO \times \frac{T'}{AA'} = OB \times \frac{T}{BB'} \qquad \text{d'où :}$$

$$\frac{AO}{OB} \times T' = \frac{AA'}{BB'} \times T$$

Or $\frac{AO}{OB} = \frac{AA'}{BB'}$ (Le rapport des chemins parcourus est inverse de celui des bras de levier).

Donc :

$$T' = T.$$

Chapitre IV....

Chapitre IV.

Résistances passives.

§ 1er. — Définitions et Coefficients.

59. — Définition. — On appelle résistances passives des forces qui prenant naissance du fait du mouvement des corps, exercent leur action en sens inverse de ce mouvement.

Leur travail est donc toujours de signe contraire à celui des forces motrices : en d'autres termes, les résistances passives ont toujours pour effet d'absorber en pure perte une partie du travail moteur.

Le travail absorbé par les résistances passives n'est pas récupérable. Il consiste le plus souvent en énergie mécanique qui se transforme par les frottements, les vibrations, les chocs, etc.... en énergie calorifique ou électrique.

Les résistances passives sont de plusieurs espèces : les principales sont :

1°. — Le frottement de glissement ;

2°. — Le frottement de roulement ;

3°. — La raideur des cordes ;
4°. — Les chocs.

60. — __Frottement de glissement. — Définition. — On appelle frottement de glissement la résistance qu'un corps oppose à son déplacement, par glissement sur un autre corps.__

L'expérience prouve que si un corps A (fig. 59) est placé sur un plan horizontal P, et s'il est primitivement animé d'une vitesse parallèle à ce plan, sa vitesse, au lieu de demeurer uniforme, comme le voudrait le principe général de l'inertie, décroît progressivement et finit même au bout d'un certain temps, par s'annuler en entier.

On remarque en outre que pour conserver à ce corps sa vitesse initiale, il est nécessaire de lui appliquer dans le sens du mouvement une certaine force constante F'; on en déduit que le glissement de deux corps l'un sur l'autre donne naissance à une résistance de sens contraire au mouvement : c'est à cette résistance F, égale et de sens contraire à la force F', que l'on donne le nom de frottement.

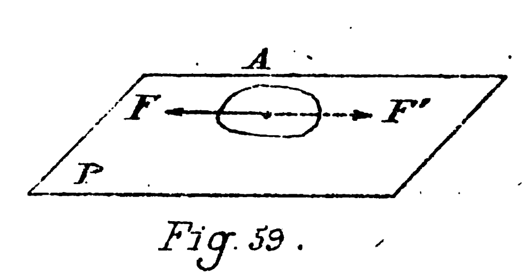


Fig. 59.

61....

61. — **Lois du frottement de glissement.** — Des expériences de Coulomb et de Morin, on a déduit les lois suivantes :

L'effort de frottement qui se développe entre deux corps glissant l'un sur l'autre est, pour les mêmes corps et dans les mêmes circonstances :

1° — Proportionnel à la pression normale ;

2° — Indépendant de l'étendue des surfaces en contact, (du moins entre certaines limites ; on ne pourrait pas réduire la surface à une pointe ou à une arête).

3° — Proportionnel à un coefficient qui dépend de la nature des surfaces en contact, de leur état particulier et des enduits interposés.

4° — L'effort de frottement est sensiblement plus important au départ que pendant le mouvement.

62. — **Coefficients de frottement.** — Si nous désignons par $P, P', P'', \ldots$ les charges successivement appliquées normalement à la surface de contact de deux corps, et par F, F', F'', les effets de frottement correspondants, nous aurons d'après la première loi :

$$\frac{F}{P} = \frac{F'}{P'} = \frac{F''}{P''} = \ldots\ldots = \text{Constante} = f \qquad (1)$$

Ce rapport constant f a reçu le nom de coefficient de frottement. Il varie, comme l'indique la 3ème loi, suivant la nature des surfaces en contact et des enduits interposés.

De la relation (1), on tire :

$$F = Pf \qquad F' = P'f \qquad F'' = P''f.$$

L'effort de frottement entre deux corps déterminés est donc égal au produit de la pression normale par le coefficient de frottement.

Et comme conséquence nous pouvons dire que pour qu'une force F soit capable de produire l'entraînement d'un corps sur un plan d'appui, il faut qu'elle ait une composante, parallèle au plan d'appui, au moins égale à l'effort de frottement, c'est-à-dire au produit de la pression normale par le coefficient de frottement.

Il faudra que l'on ait :

Composante tangentielle $\geqslant$ F ou Pf.

Il est important de ne pas établir de confusion entre l'effort de frottement et le coefficient de frottement. Le premier est un nombre concret, qui s'exprime en Kilogrammes et qui dépend de la pression normale entre les corps en contact ; le second est un nombre abstrait, généralement plus petit que l'unité et complètement indépendant de la pression normale.

1°. Coefficients..

1° Coefficients de frottement pendant le mouvement :

Désignation des surfaces frottantes :		Valeurs de f.
Bois sur bois	à sec	0, 36
	mouillé d'eau	0, 25
	enduit de savon	0, 16
	enduit de suif	0, 07
Bois sur métaux	à sec	0, 42
	mouillé d'eau	0, 24
	avec enduit	0, 08
Métaux sur métaux	à sec	0, 19
	enduits de saindoux	0, 09
	enduits d'huile d'olive	0, 07
Cordes en chanvre sur bois	à sec	0, 45
	mouillées	0, 33
Cordes graissées sur fer		0, 15
Courroies en cuir sur bois sec		0, 30
Courroies en cuir sur métal	à sec	0, 30
	avec enduit	0, 20
Fer forgé sur pierre, à sec		0, 45
Pierre sur bois		0, 40
Pierre sur pierre		0, 76

2°_ Coefficients de frottement au départ.

Désignation des surfaces frottantes		Valeurs de f.
Bois sur bois	à sec	0,50
	mouillé d'eau	0,68
	enduit de suif	0,19
Bois sur métaux	à sec	0,60
	mouillés d'eau	0,65
	enduits de suif	0,12
Métaux sur métaux	à sec	0,18
	enduits de saindoux	0,10
Cordes en chanvre sur bois, à sec		0,63
Courroies de cuir	sur bois à sec	0,47
	sur métal à sec	0,54

Le frottement est d'autant moindre que les surfaces sont mieux polies; cependant pour celles dont le poli est le plus parfait, le frottement conserve une valeur sensible.

Dans les machines neuves, le frottement est toujours relativement important; il diminue au fur et à mesure que les surfaces frottantes se rôdent entre elles et il atteint un minimum au-dessous duquel il ne peut plus s'abaisser.



63. — **Enduits**. — Les enduits diminuent le frottement d'une façon notable, parce qu'ils isolent, pour ainsi dire, les corps l'un de l'autre et que le contact ne s'effectue que par l'intermédiaire de ces enduits. Ce résultat tient aussi à la forme globuleuse qu'on attribue aux molécules des corps gras.

Pour que les enduits soient efficaces, il est nécessaire qu'ils ne deviennent pas trop visqueux; quand ils se sont chargés de molécules solides arrachées par le frottement, ils se constituent parfois en cambouis contenant des grumeaux durs qui provoquent le grippage des surfaces frottantes et augmentent le frottement, quelquefois au point d'arrêter les machines.

Pour cette raison, les enduits doivent être renouvelés le plus fréquemment possible.

L'enduit doit être très fluide, sans toutefois l'être assez pour être expulsé par la charge des corps en contact. L'huile doit être réservée aux pressions modérées et le suif aux fortes pressions. Pour ces dernières, on peut toujours maintenir l'usage de l'huile à la condition de l'injecter sous pression entre les surfaces frottantes; c'est le procédé couramment employé aujourd'hui dans un grand nombre de machines. La pression sous laquelle l'huile est injectée fait équilibre, dans une certaine mesure à la charge normale qui tend à rapprocher les pièces frottantes qui se trouvent ainsi relativement isolées.

Dans ces conditions le coefficient de frottement peut descendre à 0,05.

Lorsque le frottement est susceptible d'échauffer sensiblement les surfaces en contact, il faut à la fois rafraîchir et lubrifier les parties frottantes. On emploie dans ce cas l'eau de savon ou d'huile, mélangée de fleur de soufre ou de plombagine.

En cas de grippage entre deux surfaces dont on ne veut pas arrêter le mouvement, on emploie également avec succès le borax en poudre qui, sous l'influence de l'échauffement des pièces, entre en fusion et forme à leurs surfaces une sorte de vitrification temporaire. Mais ce n'est là, bien entendu, qu'un moyen de fortune.

Frottement des pièces tournantes. – Coefficients. –

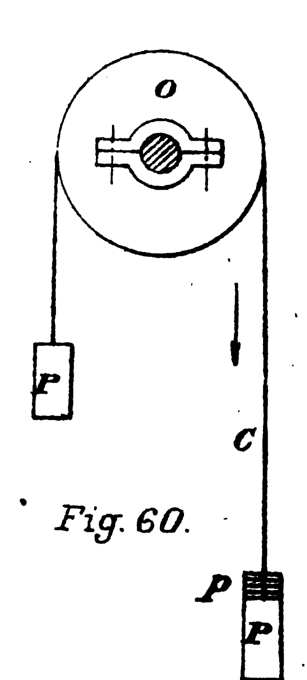


Fig. 60.

Ce qui vient d'être dit se rapporte exclusivement au glissement des surfaces planes dans le mouvement de translation. Mais il est nécessaire de connaître les modifications que subissent les coefficients de frottement pour les surfaces courbes, dans le cas surtout où les divers points de l'une d'elles reviennent périodiquement frotter aux mêmes points de l'autre comme cela se produit pour les tourillons dans leurs coussinets.

Le tableau suivant donne les principaux coefficients de frottement des pièces tournantes :

Coefficients de frottement des tourillons et des coussinets.

Désignation des surfaces frottantes.		Coefficient de frottement f lorsque l'enduit est renouvelé.	
		périodiquement	d'une manière continue
Fonte sur fonte...	enduites d'huile, suif ou saindoux	0,07 à 0,08	0,054
	simplement onctueuses	0,14	"
Fonte sur bronze...	avec enduit	0,07 à 0,08	0,054
	simplement onctueuses	0,16	"
Fonte sur bois de gaïac..	sans enduit	0,18	"
	avec huile ou saindoux	0,10	"
	avec saindoux ou plombagine	0,14	"
Fer sur fonte......	avec enduit	0,07 à 0,08	0,054
Fer sur bronze...	avec enduit	0,07 à 0,08	"
	simplement onctueuses	0,19	"
	très peu onctueuses	0,25	"
Fer sur bois de gaïac..	avec huile ou saindoux	0,11	"
	onctueuses	0,19	"
Bronze sur bronze...	enduites d'huile	0,10	"
	enduites de saindoux	0,09	"
Bronze sur fonte...	avec huile ou suif	"	0,045 à 0,052
Bois de gaïac sur fonte..	enduites de saindoux	0,12	"
	onctueuses	0,15	"
Gaïac sur gaïac.....	enduites de saindoux	"	0,07

65...

65. — <u>Frottement de roulement. — Lois.</u> — Quand un corps roule sur un autre, il se développe entre eux une résistance qui obéit aux lois suivantes :

<u>La résistance au roulement est, entre deux mêmes corps et dans les mêmes circonstances</u> :

1° — <u>Proportionnelle à la pression normale</u> ;

2° — <u>Indépendante de la longueur des génératrices de contact</u>,

3° — <u>Proportionnelle à un coefficient qui dépend de la nature des surfaces en contact</u>,

4° — <u>Inversement proportionnelle au rayon des rouleaux</u>,

5° — <u>Indépendante de la vitesse</u> (Non rigoureux).

6° — <u>Sensiblement plus grande au départ que pendant le mouvement</u>.

66. — <u>Coefficients de frottements de roulement</u>. — Si nous désignons par F_r l'intensité de la résistance totale au roulement, par P la pression normale, par r le rayon du rouleau et par f_r le coefficient de résistance, ces lois peuvent s'exprimer par la formule suivante :

$$F_r = f_r \frac{P}{r} \qquad (1)$$

Le tableau ci-après donne les valeurs de f_r qui correspondent aux genres de roulement les plus employés :

Nature des surfaces en contact	Valeurs de f_r.
Gaïac sur gaïac	0,0011
Fer sur bois humide	0,0010
Fer sur fer	0,0008
Roues cerclées de fer sur routes nouvellement cailloutées	0,0634
— d° — sur routes en état ordinaire d'entretien	0,0414
— d° — sur pavés en état ordinaire d'entretien	0,0238
— d° — sur empierrement très bien entretenu	0,0150
— d° — sur madriers de chêne brut	0,0035
— d° — sur rails en acier	0,0012
Paliers et pivots à billes peu chargés	0,0013
Paliers et pivots à billes chargés	0,0008

67. — Résistance au Tirage des voitures. — Morin a exécuté une série d'expériences sur le tirage des voitures. Voici, d'après ces expériences, la valeur du tirage en fonction de la charge, par les voitures de moyen roulage sur sol horizontal :

Sur route empierrée, avec boue épaisse	F = 0,054 P
— d° —, très dégradée	0,07
Sur route pavée en grès, sèche	0,016
— d° —, couverte de boue	0,022
Sur route couverte de neige, non frayée	0,07
Sur route empierrée, sèche et en bon état	0,02
— d° —, avec ornière et boue	0,045

Sur accotement en terre sec et en bon état	F =	0,037 P
— d° — recouvert de gravier		0,10
Sur sol en terre ferme, recouvert de sable		0,125

Pour les grosses voitures de messageries et les équipages d'artillerie, le coefficient de tirage est généralement moindre.

Sur les routes solides, le tirage est sensiblement en raison inverse du diamètre des roues. La largeur des jantes est sans influence sur un sol résistant, mais elle augmente l'effort du tirage dans un sol mou.

68. — Traction des véhicules sur les voies ferrées. —

La traction des véhicules sur les voies ferrées exige un travail moteur qui peut être déterminé par le calcul en ce qui concerne la forme de l'expression de ce travail et par d'expérience pour ce qui est des coefficients à introduire dans les formules.

Quand un wagon se déplace sur une voie horizontale et rectiligne, il éprouve trois sortes de résistances :

1°. — le frottement de glissement des fusées dans leurs boîtes à graisse ;

2°. — le frottement de roulement des roues sur les rails ;

3°. — la résistance de l'air.

Si la voie est inclinée, il en résulte un accroissement ou une diminution de résistance, selon qu'elle est ascendante ou descendante.

Enfin, si la voie est curviligne, il en résulte deux

nouveaux frottements de glissement : celui de la jante des roues contre les rails (patinage dû à la différence des rayons de courbure) et celui des boudins des roues contre la surface latérale intérieure de ces rails.

Le travail moteur à fournir doit être, pour l'équilibre, c'est-à-dire pour le mouvement uniforme théoriquement égal à la somme des travaux correspondants à toutes ces résistances. En pratique, il doit même lui être supérieur pour tenir compte des résistances accidentelles telles que les trépidations, chocs, etc.... dont on ne saurait déterminer l'importance.

Traction sur une voie horizontale et rectiligne. —

Soit P le poids d'un wagon et de sa charge, non compris les roues et les essieux ; ce poids représente la pression exercée par les coussinets sur les fusées ; et en désignant par f le coefficient de frottement, fP sera l'effort de frottement des fusées dans les coussinets.

Si r est le rayon des roues et r' celui des fusées, chaque tour de roue fera avancer le wagon de $2\pi r$ et fera glisser chaque fusée de $2\pi r'$ sur son coussinet.

Le travail du frottement des fusées sur les coussinets sera donc pour un tour :

$$\mathcal{T}f\ 1\ \text{tour} = fP \times 2\pi r'$$

Pour un mètre d'avancement du wagon, il sera :

$$\mathcal{T}f\ 1\ \text{mètre} = fP \times \frac{2\pi r'}{2\pi r} = fP\frac{r'}{r}$$

et par seconde, si la vitesse est v :

$$\mathcal{T}f\ 1\ \text{seconde} = fPv\frac{r'}{r} \qquad (1)$$

Soit maintenant p le poids des roues et des essieux. La pression totale exercée par les roues sur les rails sera $P+p$.

Si f_r représente le coefficient du frottement de roulement, l'effort résistant sera $f_r\,(P+p)$.

Et le travail de ce frottement de roulement sera par seconde :

$$\mathcal{T}_{f_r}\ 1\,\text{seconde} = f_r\,(P+p)\,v \qquad (2)$$

La résistance de l'air est proportionnelle :

1° à la surface normalement présentée à l'action du vent, c'est-à-dire à la section transversale S du wagon ; — 2° au carré de la vitesse.

Elle dépend, en outre, d'un coefficient λ qui varie avec la longueur du train et d'un second coefficient constant θ.

L'effort résistant de l'air s'exprimera donc par :

$$\lambda\,\theta\,S\,v^2$$

et son travail par seconde par :

$$\mathcal{T}_a\ 1\,\text{seconde} = \lambda\,\theta\,S\,v^3 \qquad (3)$$

L'addition des formules (1) (2) et (3) nous donne le travail moteur T nécessaire pour entretenir le mouvement uniforme du convoi. Nous aurons par seconde :

$$T = f\,P\,v\,\frac{r'}{r} + f_r\,(P+p)\,v + \lambda\,\theta\,S\,v^3 \qquad (4)$$

Traction sur une voie inclinée.

Si la voie fait avec l'horizon un angle α, chaque poids se décompose en une force normale à la voie, dont on obtient l'intensité en multipliant ce poids par $\cos\alpha$

et en une force parallèle à la voie, qui est égale au poids multiplié par sin α.

La pression sur les fusées devient alors :

$$P \cos\alpha \quad \text{au lieu de } P.$$

et la pression des roues sur les rails devient de même :

$$(P+p)\cos\alpha \qquad \text{au lieu de} \quad P+p.$$

En outre, la composante parallèle $(P+p)\sin\alpha$ produit un travail résistant dont il faut tenir compte.

La formule (4) devient donc, par seconde :

$$T = fP\cos\alpha\, v\frac{r'}{r} + f_r v(P+p)\cos\alpha + \lambda\theta S v^3 + (P+p)v\sin\alpha.$$

En pratique, l'inclinaison α étant généralement assez faible, on peut, sans erreur sensible, remplacer $\cos\alpha$ par l'unité et $\sin\alpha$ par $\operatorname{tg}\alpha$, c'est-à-dire par l'inclinaison par unité de longueur.

La formule ci-dessus devient alors :

$$T = fPv\frac{r'}{r} + f_r(P+p)v + \lambda\theta S v^3 + (P+p)v\operatorname{tg}\alpha \qquad (5)$$

Quand la pente est descendante, il faut, bien entendu, affecter le dernier terme du signe moins.

69. — <u>Transport horizontal des fardeaux</u>. — Nous avons vu, à propos du travail des forces, que <u>le transport horizontal des fardeaux ne constitue pas un travail mécanique</u>, dans le sens propre attribué à ce terme. En effet, le chemin parcouru étant perpendiculaire à la direction de la force, l'expression :

$$\mathcal{T} = Fd\cos\alpha$$

est toujours nulle, quelles que soient les valeurs de F et

de d. Cependant, si l'on tient compte des résistances passives qui s'opposent aux mouvements (frottements, chocs, roulement, etc...), on est conduit à considérer pour chaque genre de transport un chiffre de travail qui équivaut à la somme des travaux de résistance.

Dans le transport horizontal des fardeaux, comme dans le travail mécanique des moteurs animés, il y a non seulement des limites d'effort, de vitesse et de durée journalière qu'il convient de ne pas dépasser, mais il y a entre ces variables une dépendance mutuelle, si l'on veut que l'effet utile qu'on se propose puisse se renouveler d'une façon continue, sans danger pour la santé de l'homme ou des animaux employés.

On peut exiger du moteur un plus grand effort; mais il faut alors diminuer la vitesse ou la durée de son action; on peut, au contraire, exiger de lui une vitesse plus grande ou prolonger la durée de son service journalier, mais il faut diminuer la grandeur de l'effort qui lui est demandé.

L'expérience confirme d'ailleurs qu'il y a des valeurs simultanées de l'effort, de la vitesse et de la durée journalière de l'action, qui correspondent au maximum d'effet utile.

Le tableau suivant donne les chiffres qui, pour ce maximum d'effet utile, sont applicables aux différents genres de moteurs.

Nature du transport	Poids transporté	Vitesse par seconde	Durée journalière de l'action	Produit des trois facteurs
Un homme marchant sur un sol horizontal, sans fardeau, et n'ayant à transporter que le poids de son corps	65.K	1.m50	10 heures	975
Un manœuvre transportant des matériaux dans une petite charrette à 2 roues et revenant à vide	100K	0,50	10 —	500
Un manœuvre transportant des matériaux dans une brouette et revenant à vide	60.K	0,50	10 —	300
Un homme voyageant et portant des fardeaux sur son dos	40K	0,75	7 —	210
Un manœuvre transportant des matériaux sur son dos et revenant à vide	65K	0,50	6 —	195
Deux manœuvres transportant des matériaux sur une civière et revenant à vide; chacun	50K	0,33	10 —	167
Un manœuvre employé à jeter de la terre à la pelle à une distance horizontale de 4 mètres	2.K7	0,70	10 —	19

Nature du transport.	Poids transporté	Vitesse par seconde	Durée journalière de l'action.	Produit des trois facteurs
Un cheval transportant des fardeaux sur une charrette et marchant au pas	700ᴷ	1,10	10 heures	7.700
Un cheval attelé à une voiture et marchant au trot	350ᴷ	2,20	4ʰ 1/2	3.465
Un cheval transportant des fardeaux sur une charrette marchant au pas et revenant à vide	700ᴷ	0,60	10 heures	4.200
Un cheval chargé sur le dos et allant au pas	120ᴷ	1,10	10 —	1.320
Un cheval chargé sur le dos et allant au trot	80ᴷ	2,20	7 —	1.232

70. — <u>Transport par rouleaux</u>. — On emploie le transport par rouleaux dans les ateliers et chantiers pour la manutention des pièces lourdes : bâtis de machines, pierres de taille, etc.....

La pièce à transporter est placée soit directement sur les rouleaux, soit sur un madrier en plateau reposant lui-même sur des rouleaux (fig. 61).

Pour produire l'entraînement, on applique une force horizontale telle que F à l'une des extrémités du

plateau ou de la pièce à transporter.

Dans ce genre de manœuvre, le déplacement du corps est double de celui des rouleaux. En effet, pour un déplacement angulaire $d\theta$ autour de l'axe instantané A, le centre du rouleau avance de :

$$ds = r . d\theta$$

et les points C et D qui sont à une distance de l'axe instantané égale à $2r$, se déplacent de :

$$2\,ds = 2r . d\theta .$$

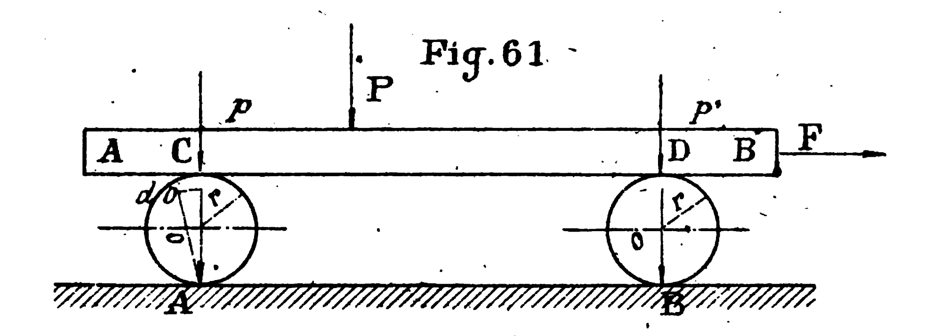


Fig. 61

71. — Freins. — Les freins sont des appareils modérateurs dans lesquels on utilise le frottement pour ralentir ou arrêter les mouvements. L'action des freins implique donc toujours une perte de travail moteur.

Un frein est généralement constitué par une pièce métallique, quelquefois garnie de bois ou de cuir, qu'un dispositif approprié permet d'approcher et de serrer progressivement contre un des organes mobiles de la machine. On choisit de préférence les organes animés d'un mouvement de rotation continue.

La pièce formant frein est le plus souvent un sabot en fonte dont une face, de profil convenable, vient s'appuyer contre la jante ou le bandage d'une roue. On peut employer aussi une lame flexible qu'une combinaison de leviers permet de serrer autour du limbe d'une poulie.

On fait usage également, dans les freins, dits funiculaires, d'une corde qui, attachée à un point fixe par une de ses extrémités, s'enroule d'une fraction de tour ou d'un certain nombre de tours sur la fusée d'une roue. Une traction exercée sur l'extrémité libre de la corde détermine le freinage.

Autant que possible, les freins doivent êtres disposés à l'endroit précis où se produit l'effort qu'ils ont à combattre. Il faut éviter en outre que l'action du frein soit transmise par des organes multiples et notamment par des engrenages. Dans un treuil, par exemple, on fera en sorte de construire d'une seule pièce la poulie du frein et le tambour sur lequel s'enroule le câble du treuil, ou au pis aller, de faire agir le frein sur la jante du premier organe de renvoi. On prendra soin, enfin, chaque fois que les circonstances le permettront de faire tourner la poulie ou la roue freinée dans un sens tel qu'à l'approche du frein, la rotation tende à le serrer.

Tel est le cas du frein différentiel à lame flexible, qui fonctionne automatiquement et joue le rôle d'un véritable encliquetage.

Une lame en acier BB'C'C est articulée par ses deux extrémités B et C à un levier ayant son point fixe en O'; cette lame s'enroule d'un angle α autour d'une poulie O qui tourne dans le sens de la flèche Z.

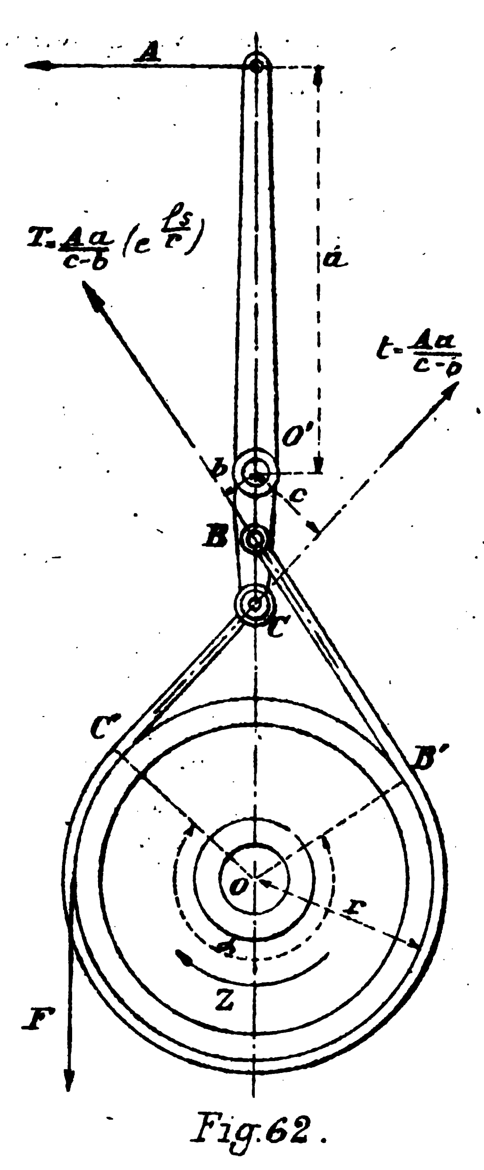


Fig. 62.

On conçoit qu'une force A appliquée à l'extrémité du levier aura pour effet de tendre la lame contre la poulie. Tout déplacement d de l'extrémité du levier produira en C un déplacement $d\frac{c}{a}$ et en B un déplacement $d\frac{b}{a}$. Le déplacement relatif de B par rapport à C sera :

$$d\frac{c}{a} - d\frac{b}{a} = \frac{d}{a}(c-b)$$

et tout se passera comme si le point B étant resté fixe, le point C s'était déplacé de cette quantité. Il en résultera sur le brin CC' un effort t qui sera la

tension absolue de ce brin et qui sera donnée par l'équation des moments :

$$A d = t \frac{d}{a} (c - b)$$

d'où nous tirerons en simplifiant :

$$t = \frac{A a}{c - b}$$

La tension T du brin BB' sera donnée par l'expression établie en mécanique pour le frottement des cordes sur un tambour et qui est :

$$T = t e^{\frac{fs}{r}} = \frac{A a}{c b} e^{\frac{fs}{r}} \qquad (2).$$

Le freinage résulte de la pression normale que cette tension détermine entre la poulie et la lame du frein.

Les grues, les treuils, et, en général, tous les engins de levage, sont munis de freins qui permettent, pendant la descente du fardeau, d'absorber l'excès du travail de la pesanteur sur les résistances de la machine et par suite d'empêcher l'accélération du mouvement de descente et les accidents qui pourraient s'en suivre.

On applique aussi les freins aux voitures soit pour enrayer dans les descentes, soit pour arrêter sur les voies ferrées les trains animés d'une grande vitesse. Les freins des voitures ordinaires sont des arcs en bois qu'on rapproche des roues d'arrière et qu'on serre sur les jantes de ces roues en agissant sur un système de leviers par l'intermédiaire d'une

manivelle et d'une vis.

En bloquant ainsi les roues, on transforme un frottement de roulement en un frottement de glissement beaucoup plus considérable; il se produit alors une résistance qui tend à diminuer la vitesse de la voiture et à l'empêcher de s'accélérer dans les descentes sous l'action de la composante de la pesanteur parallèle à la route.

Dans les chemins de fer, toutes les roues d'une même voiture reçoivent simultanément l'action du frein et toutes les voitures d'un même train sont sous la dépendance d'une commande unique, qui est produite soit par l'air comprimé (freins Westinghouse, Wenger, Lipkowski, etc...) soit par l'effet du vide; soit par l'électricité.

La manœuvre des freins exige toujours un certain temps et on a cherché à la rendre plus rapide au moyen de nombreuses combinaisons. Toutefois, il ne faut pas s'exagérer les avantages de cette plus grande rapidité. Un arrêt trop brusque, pour une machine, comme pour un véhicule, équivaut en effet à un choc violent contre un obstacle et peut occasionner de graves accidents.

72. — Frein de Prony. — Le frein de Prony est un appareil dynamométrique destiné à mesurer le travail des machines. Le principe sur lequel il repose est la substitution du frottement aux efforts résistants

habituellement appliqués à l'engin qu'on se propose d'essayer.

Pour comprendre la fonction de cet appareil, supposons-le d'abord réduit à sa plus simple expression constructive. Soit O (fig. 63) l'axe horizontal de l'arbre d'une machine dont on veut évaluer le travail. On dispose au dessus et au-dessous deux mâchoires en bois M et M', creusées de façon à embrasser cet arbre entre elles par des boulons que l'on peut serrer au moyen des écrous e e'.

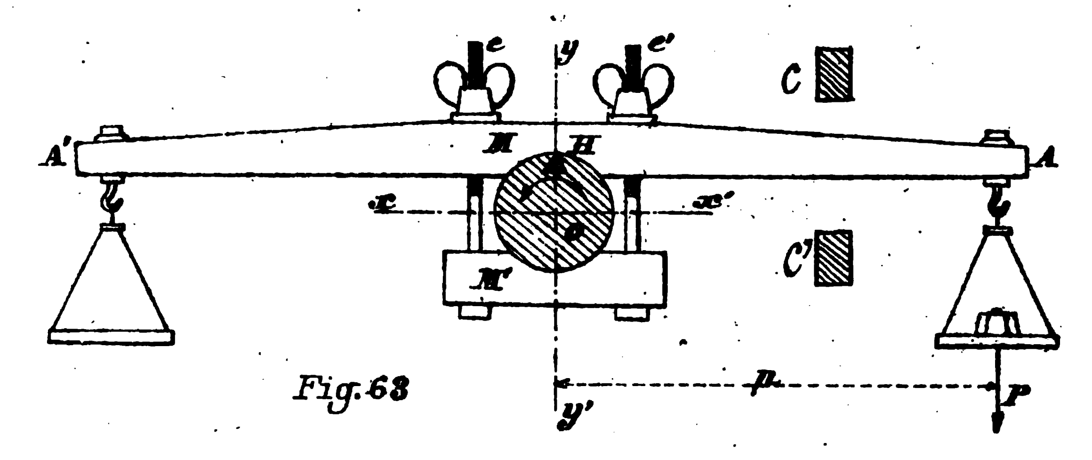


Fig. 63

La mâchoire supérieure M est prolongée en forme de levier; à l'extrémité A de ce levier, est suspendu un plateau que l'on peut charger de poids.

On commence par supprimer toutes les transmissions de mouvement qui, d'ordinaire, permettent à la machine d'entraîner les outils ou organes quelconques qu'elle a à conduire. Il suffit, le plus souvent, pour isoler ainsi la machine, d'enlever la courroie qui la relie à la transmission principale.

Sous l'action motrice qui lui est alors appliquée, la machine se met en marche et sa vitesse s'accélère. En serrant peu à peu les écrous on ralentit cette vitesse et on la ramène insensiblement à sa valeur de régime. Deux cales C et C' limitent le déplacement du levier et l'empêchent d'être entraîné par le mouvement de rotation de l'arbre O.

L'arbre de la machine se trouve à ce moment dans les conditions de sa marche ordinaire, sauf cette différence que le travail des résistances, que la machine a habituellement à vaincre, est remplacé par le travail du frottement qui se développe entre l'arbre et les mâchoires M et M'. Il suffit donc de mesurer ce dernier travail.

A cet effet, on charge le plateau d'un poids P, tel que le levier MA se maintienne horizontalement en équilibre sous l'action de ce poids, de son poids propre et des réactions que l'arbre exerce sur les mâchoires. On possède alors tous les éléments nécessaires pour évaluer le travail du frottement.

Soient P le poids placé dans le plateau et agissant à la distance horizontale p de l'axe de rotation, Q le poids total de l'appareil (y compris les deux mâchoires, leurs boulons, le levier et le plateau) et q le bras de levier de ce poids Q, c'est-à-dire la distance horizontale du centre de gravité de l'appareil à l'axe de rotation.

Les <u>réactions totales</u> exercées par l'arbre sur les mâchoires se composent des <u>réactions normales</u>

élémentaires n, n', n'' ...... et des <u>forces tangentielles</u> correspondantes f, f', f'' .... qui sont les efforts élémentaires de frottement et dont le sens est le même que celui de la rotation de l'arbre.

L'appareil étant supposé en équilibre, la somme des moments des forces appliquées, (P et Q d'une part; n, n', n''.... f, f', f''..... d'autre part) doit être algébriquement nulle. Nous écrirons donc, en tenant compte du sens de l'action de ces diverses forces et en considérant que les forces n, n', n''.... passant par l'axe, ont des moments nuls:

$$Pp + Qq - (fr + f'r + f''r + \dots) = 0.$$

ou:

$$Pp + Qq = \Sigma fr.$$

Multiplions les deux membres de cette équation par 2π, il vient:

$$2\pi (Pp + Qq) = \Sigma f \times 2\pi r.$$

Or, le deuxième membre de cette nouvelle équation représente le travail total des forces de frottement pour un tour. Nous pouvons donc écrire:

$$T_{f\,1\,tour} = 2\pi (Pp + Qq)$$

Si la machine fait n tours par minute, ce travail sera, par seconde:

$$T_{f\,1\,seconde} = 2\pi (Pp + Qq) \frac{n}{60}$$

ou en chevaux-vapeur:

$$N_f = \frac{2\pi n}{60 \times 75} (Pp + Qq) = (Pp + Qq) \frac{n}{716}$$

Cette expression représente le travail même de la machine quand celle-ci recevant une action motrice égale à celle qui lui a été appliquée pendant l'expérience tourne à n tours par minute en faisant son service ordinaire.

Nous avons donc finalement :

$$N = (Pp + Qq)\frac{n}{716} \qquad (1)$$

On voit que le travail indiqué est indépendant du rayon de l'arbre.

Dans l'expression ci-dessus, le poids P est indiqué par l'expérience ; et la distance p est un élément de construction : elle est donc également connue ; quant au moment Qq il est facile de le déterminer par une expérience préalable ; il suffit, pour cela, de poser l'appareil sur une arête H, correspondant à l'axe y y', comme l'indique la figure 64 et de l'équilibrer au

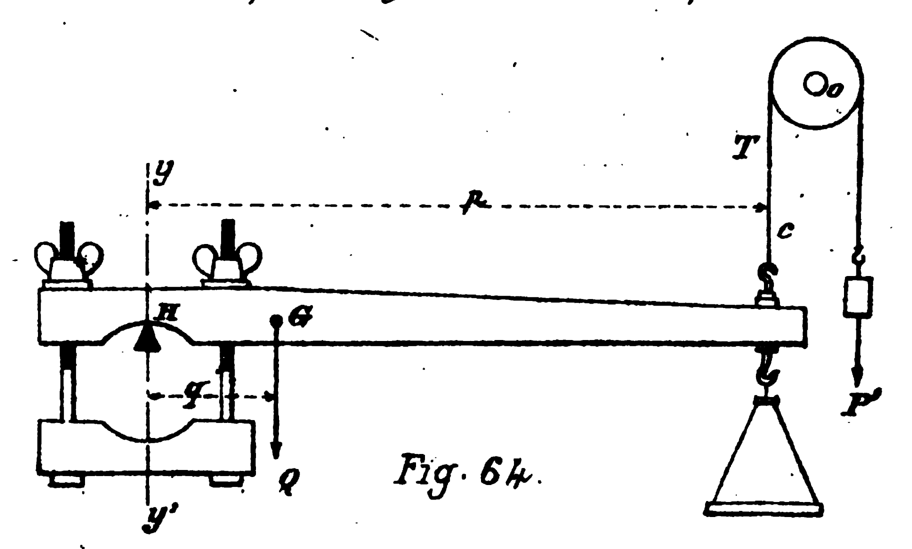


Fig. 64.

moyen d'une corde C, passant sur une poulie O et chargée d'un poids P' à son extrémité libre.

Si on néglige le frottement de la poulie O et qu'on admette que la tension T du brin montant soit égale à P', on a, lorsque l'appareil est en équilibre.

$$Qq = P'p \quad d'où \quad P' = \frac{Qq}{p}$$

En remplaçant Qq par P'p dans la formule (1), on a :

$$N = (Pp + P'p)\frac{n}{716} = \frac{pn}{716}(P + P') \qquad (2)$$

Le poids P' déterminé par cette expérience a reçu le nom de charge permanente ou tare du frein.

On voit que dans la formule (2) les seuls termes n et P sont variables d'une expérience à l'autre.

2ème Partie...

2ème Partie.

Mécanique appliquée.

Chapitre V.

Transmission du mouvement.

§1er. _ Organes de transmission

73. _ Définition. _ Le mouvement que reçoit la première pièce d'une machine n'est pas toujours le mouvement qui convient au résultat industriel qu'on s'est proposé.

Il en résulte la nécessité, dans presque toutes les machines de transformer des mouvements donnés en d'autres mouvements appropriés au but à atteindre.

Le problème de la transformation des mouvements, qui est une application de la cinématique est des plus complexes en ce sens que le genre et les éléments d'un mouvement peuvent varier à l'infini et qu'il existe, en conséquence, une infinité de solutions à étudier.

Toutefois, des machines ordinaires utilisant presque exclusivement les mouvements rectilignes et

circulaires, continus ou alternatifs, l'étude qui nous intéresse se trouve considérablement simplifiée.

Elles se résume, en effet, à considérer quatre genres de mouvements :

1° — Le mouvement circulaire continu,
2° — ——— " ——— , —— alternatif,
3° — ——— " ——— rectiligne continu,
4° — ——— " ——— , —— alternatif,

et à examiner les solutions propres à transformer l'un quelconque de ces mouvements soit en un mouvement de même genre, mais présentant d'autres éléments quant à la vitesse et au sens, soit en l'un des trois autres mouvements de vitesse et sens déterminés.

En retenant seulement les quatre mouvements principaux mentionnés plus haut, on pourrait donc s'imposer 16 problèmes de transformation de mouvement, savoir :

Circulaire continu	en circulaire continu	(1)
	" — " — alternatif	(2)
	" rectiligne continu	(3)
	" — " — alternatif	(4)
Circulaire alternatif	en circulaire continu	(5)
	" — " — alternatif	(6)
	" rectiligne continu	(7)
	" — " — alternatif	(8)

Rectiligne continu	en circulaire continu	(9)
	" —"— alternatif	(10)
	" rectiligne continu	(11)
	" —"— alternatif	(12)
Rectiligne alternatif	en circulaire continu	(13)
	" —"— alternatif	(14)
	" rectiligne continu	(15)
	" —"— alternatif	(16)

Il faut de suite remarquer que dans le tableau ci-dessus, il existe six transformateurs réciproques (2 et 5, 3 et 9, 4 et 13, 7 et 10, 8 et 14, 12 et 15) ce qui réduit à dix les problèmes à résoudre. Ce sont :

(1)	Circulaire	continu	en	circulaire	continu
(2)	—"—	—"—	en	—"—	alternatif
(3)	—"—	—"—	en	rectiligne	continu
(4)	—"—	—"—	en	—"—	alternatif
(6)	—"—	alternatif	en	circulaire	alternatif
(7)	—"—	—"—	en	rectiligne	continu
(8)	—"—	—"—	en	—"—	alternatif
(11)	Rectiligne	continu	en	—"—	continu
(12)	—"—	—"—	en	—"—	alternatif
(16)	—"—	alternatif	en	—"—	alternatif

Encore, ces dix transformations de mouvement ne sont elles pas toutes, en pratique, également intéressantes. Un certain nombre ont même des applications très rares. Nous n'examinerons que les plus usuelles.

74. — <u>Poulies et cônes de friction.</u> — On désigne par ces termes des organes de transmission de mouvement dans lesquels on utilise comme effort tangentiel d'entraînement le frottement qui se développe au contact des deux cylindres ou de deux cônes.

Prenons l'exemple de deux cônes (fig. 65) ayant pour axes SO et SO' et pour rayons moyens r et r'. Appelons α et α' les angles que font avec leurs axes respectifs les génératrices de ces deux cônes.

Si une force P, perpendiculaire à SO', agit dans le plan OSO' à une distance p du point de concours des axes S, elle transmet au point A, milieu de la génératrice de contact, situé à une distance p' de S, un effort :

$$P' = P\frac{p}{p'},$$

Cet effort P' peut être décomposé en deux autres, dirigés, l'un N, normalement à la ligne de contact, l'autre T suivant la direction même de cette ligne. La composante N est la pression normale entre les

Fig. 65.

deux surfaces ; elle a pour expression :

$$N = P' \cos \alpha' = P \frac{r}{r'} \cos \alpha'.$$

et si nous appelons f_r le coefficient du frottement de roulement entre les deux surfaces, l'effort tangentiel d'entraînement sera :

$$F = f_r N = f_r P \frac{r}{r'} \cos \alpha' \qquad (1)$$

Les cylindres et cônes de friction ne sont généralement employés que pour la transmission des faibles efforts.

L'expression (1) montre qu'on doit s'attacher, pour réduire l'effort de serrage P entre les deux organes, (tout en conservant un effort tangentiel F suffisant pour produire l'entraînement) à augmenter le coefficient f_r. On obtient ce résultat en garnissant les surfaces en contact de cuir.

Pour les cylindres de friction, il suffit de faire dans la formule (1) $\alpha' = 0$, c'est-à-dire $\cos \alpha' = 1$,

$$\text{d'où} \quad F = f_r P \frac{r}{r'}.$$

Dans la pratique, pour augmenter l'adhérence et empêcher le glissement, on garnit de cuir, ou de caoutchouc, ou de gutta-percha, les surfaces convexes des disques. Dans le but d'obtenir une pression constante entre les disques, on dispose ordinairement l'un des axes de manière qu'il puisse se déplacer parallèlement à lui-même d'une petite quantité et on le soumet à l'action d'un contre-poids ou d'un ressort qui le sollicite constamment vers l'autre axe.

Ce mode de transformation ne peut être employé dans le cas de grands efforts, car le glissement des disques serait inévitable. On le remplace alors par des roues dentées.

Relations entre les vitesses angulaires et les rayons des disques.

Soient R, R' les rayons, ω et ω' les vitesses angulaires et V la vitesse tangentielle commune aux circonférences de deux cylindres de friction.

$$V = \omega R \qquad \text{et} \qquad V = \omega' R'$$

d'où :

$$\omega R = \omega' R'$$

ou :

$$\frac{\omega}{\omega'} = \frac{R'}{R}$$

c'est-à-dire que dans ce genre de transmission, les vitesses angulaires des axes sont inversement proportionnelles aux rayons des disques

Remarque : Dans les applications, on substitue au rapport des vitesses angulaires le rapport équivalent $\frac{n}{n'}$ des nombres de tours que les disques doivent faire dans le même temps. La relation (1) devient donc :

$$\frac{R'}{R} = \frac{n}{n'}$$

ce qu'on traduit comme suit : " Les rayons des disques sont inversement proportionnels au nombre de tours que les axes font dans le même temps."

§ 2. — Engrenages.

75. — Engrenages plans ou cylindriques. — On appelle roues dentées, roues d'engrenage, ou simplement engrenages, des roues ou disques cylindriques que l'on cale sur les arbres entre lesquels on désire établir une transmission de mouvements de rotation.

Ces roues portent sur leur pourtour des saillies et des creux, disposés de manière que vers la ligne des centres les saillies de l'une viennent s'engager dans les creux de l'autre. Par cette disposition la pression exercée par les dents de l'une des roues sur les dents de l'autre force celle-ci à suivre l'autre dans son mouvement. La transmission se trouve ainsi assurée sans qu'on ait à craindre le moindre glissement. Lorsque deux roues engrènent ensemble, on donne le nom de roue à la grande et celui de pignon à la petite. On appelle ligne des centres la droite AB qui joint le centre de la roue au centre du pignon; les saillies qui arment les roues s'appellent dents. L'espace vide compris entre deux dents successives est le creux. Les circonférences idéales de rayons OA et OB tangentes en O et qui se conduiraient par adhérence comme dans le cas des cylindres de friction prennent le nom de circonférences primitives.

On appelle pas d'un engrenage ou simplement pas, l'arc OC de circonférence primitive qui correspond

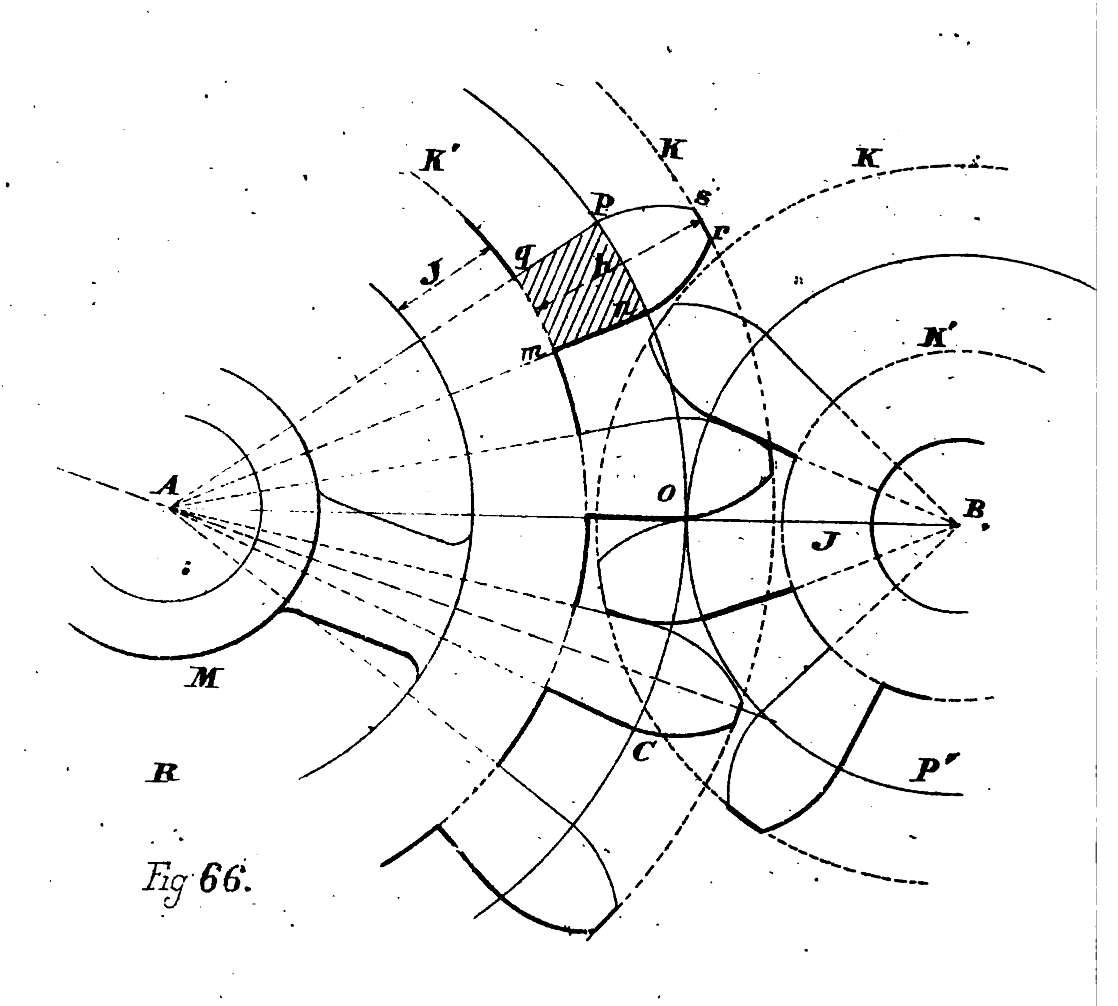


Fig 66.

à une épaisseur et un creux.

Le nombre toujours entier de pas ou de dents que contient la circonférence primitive d'une roue porte le nom de module. Lorsque les deux roues sont construites pour engrener ensemble le rapport de leurs modules respectifs est ce qu'on appelle le rapport de l'engrenage.

La roue qui communique le mouvement est la roue menante ou conductrice ; celle qui reçoit le mouvement est la roue menée ou conduite. On dit aussi que l'une des roues est la conjuguée de l'autre.

Dans tout engrenage, la partie massive J sur laquelle les dents font saillie est la jante ou couronne. Son étendue dans le sens du rayon est l'épaisseur de la jante.

La jante est réunie au moyeu par des bras.

Lorsque l'espace compris entre la jante et le moyeu est trop petit pour recevoir des bras, on les remplace par une cloison dont l'épaisseur est toujours plus petite que l'étendue de la jante dans le sens de l'axe.

La partie $m\,n\,p\,q$ de la dent, comprise entre la circonférence primitive et la jante a reçu le nom de flanc. L'autre partie $n\,r\,s\,p$ est la face.

Le flanc et la face ont sur la couronne une saillie totale h qui est la hauteur de la dent. Cette hauteur doit être mesurée dans le sens du rayon. Elle se décompose en deux parties qui sont la hauteur du flanc et la hauteur de la face. La circonférence extérieure K qui limite les faces d'une roue est la circonférence d'échanfreinement. Celle K' suivant laquelle les flancs sont reliés à la couronne est la circonférence d'évidement. Si la circonférence d'échanfreinement de l'une des roues était tangente à la circonférence d'évidement de l'autre, il suffirait d'un peu de faux rond ou d'un peu d'obliquité des roues

sur leurs axes pour que, dans le mouvement, les extrémités des dents viennent, dans certaines positions, butter sur les fonds des creux et produire le coincement.

Pour prévenir cet inconvénient, on laisse entre les circonférences d'échanfreinement et d'évidement un certain jeu pouvant varier de 1 à 10 m/m suivant les dimensions de l'engrenage et le degré de bonne exécution.

Dans tout tracé d'engrenage, la connaissance de la circonférence d'échanfreinement de l'une des roues et le jeu suffit pour déterminer la circonférence d'évidement de l'autre roue. L'arc $n\,p$ de circonférence primitive qui correspond à une dent est l'épaisseur de la dent.

Lorsque la roue et le pignon sont de même matière, le pas se subdivise en deux parties égales, dont l'une est réservée à l'épaisseur de la dent et l'autre au creux. De cette manière les deux roues conjuguées ont même épaisseur de dent. Mais dans le cas de matières différentes, les deux parties du pas doivent être en raison inverses des résistances pratiques des matières constituant les deux roues.

On appelle profil de la dent, l'une des lignes, toujours symétriques, $q\,p\,s$, $m\,n\,r$, qui détermine sa forme sur une section droite de la roue.

Les deux parties du profil doivent être symétriques, car dans tout engrenage à mouvement continu, il est indispensable que la roue menante puisse devenir la roue menée. On comprend, en effet, que, si dans la marche normale, la roue conduit

le pignon, il arrive qu'au moment de l'arrêt, c'est le pignon qui, en vertu de l'inertie, conduit la roue. D'ailleurs, dans la plupart des cas, les axes doivent pouvoir tourner dans les deux sens, ce qui exige une denture à profils symétriques.

Deux roues telles que l'une d'elles peut être menante ou menée, c'est-à-dire deux roues à profils symétriques sont dites réciproques.

On appelle largeur de la dent sa dimension l dans le sens de l'axe.

76. — Calcul pratique d'un projet d'engrenages cylindriques.

— Soit à construire un engrenage dans les conditions suivantes:

Distance des centres	=	1m.50
Nombre de tours de la roue n	=	3 } dans le même temps.
— " — du pignon n'	=	3 }
Effort ou pression d'une dent sur l'autre P	=	400 Kgs.

1° Calcul des rayons.

— Soit R le rayon de la roue et R' celui du pignon. Les formules établies pour les cylindres de friction donnent:

$$R = \frac{Dn'}{n+n'} = \frac{1,50 \times 5}{8} = 0^{m}.9375$$

$$R' = \frac{Dn}{n+n'} = \frac{1.50 \times 3}{8} = 0^{m}.5625.$$

2° Epaisseur de la dent.

— Soit e cette épaisseur.

On peut la calculer par l'une des formules pratiques suivantes tirées de la résistance des matériaux ; ces formules donnent e en millimètres.

$$e = 1,05\sqrt{P} \quad \text{pour la fonte}$$

$$e = 1,03\sqrt{P} \quad \text{pour le bronze}$$

$$e = 1,45\sqrt{P} \quad \text{pour le bois (cormier ou gaïac)}$$

Si l'engrenage est en fonte, nous poserons :

$e = 1,05\sqrt{400} = 1,05 \times 20 = 21$, c'est-à-dire que $e = 0^{m},021$.

3° _Calcul du pas._ — Dans tout engrenage bien exécuté, le pas p doit être double de l'épaisseur.

$$p = 2e = 42 \text{ m/m}.$$

4° _Calcul du nombre de dents ou module de la roue._ — Soit m ce module. Il est égal au nombre de pas que la circonférence contient. Donc :

$$mp = 2\pi R \qquad d'où \qquad m = \frac{2\pi R}{p}$$

$$= \frac{2 \times 3.1416 \times 0.9375}{0.042} = 140,18$$

Or, le module doit être entier. Le résultat obtenu est donc à rectifier. Cette rectification doit se faire :

de telle sorte que le module m' du pignon soit aussi un nombre entier. Pour satisfaire à cette nouvelle condition, cherchons le rapport des modules :

On a : $$m p = 2\pi R$$
et $$m' p = 2\pi R'$$

d'où : $$\frac{m}{m'} = \frac{R}{R'}$$

c'est-à-dire que les modules sont directement proportionnels aux rayons. On sait d'ailleurs que :

$$\frac{R}{R'} = \frac{n'}{n}$$

Donc

$$\frac{m}{m'} = \frac{n'}{n} \qquad (1)$$

c'est-à-dire que <u>les modules sont inversement proportionnels aux nombres de tours</u>.

De cette relation on tire :

$$m' = \frac{m n}{n'} \qquad (2)$$

Or, le rapport $\frac{n}{n'}$ étant irréductible, pour que m' soit entier, il faut que m soit choisi parmi les multiples de n'. Donc, en général, <u>le module de la roue doit être choisi parmi les multiples du nombre de tours que doit faire le pignon</u>.

En conséquence, nous prendrons $m = 140$ parce que ce nombre est multiple de $n' = 5$.

5°_ Rectification du pas et de l'épaisseur de la dent._

En prenant $m = 140$ au lieu de $m = 140{,}18$, le pas et l'épaisseur de la dent sont changés. Le pas nouveau sera :

$$p = \frac{2\pi R}{m} = \frac{2 \times 3{,}1416 \times 0{,}9375}{140} = 0^m{,}042075$$

et la valeur exacte de e sera :

$$e = 0{,}0210375.$$

6° _ Calcul du nombre de dents du pignon. _

$$m' = \frac{mn}{n'} = \frac{140 \times 3}{5} = 84.$$

7° _ Hauteur de la dent h. _ Dans le tracé pratique la hauteur h a été fixée à une fois et demie son épaisseur.

Donc $h = 1{,}5e = 0{,}032$ environ.

8° _ Flanc et face. _ Le flanc doit avoir pour hauteur les $\frac{5}{9}$ de h et la face les $\frac{4}{5}$ de h.

Le flanc aura donc pour hauteur :

$$h' = \frac{5h}{9} = \frac{5 \times 32}{9} = 17^{m}/_{m}\,8.$$

et la face aura une hauteur :

$$h'' = \frac{4h}{9} = \frac{4 \times 32}{9} = 14^{m}/_{m}\,2 \text{ environ.}$$

9° Épaisseur de la jante. _ L'épaisseur J est égale à e. Donc $J = e = 21^{m}/_{m}$.

10° Longueur des dents. _ La longueur l de la dent doit être de 4 à 6 fois son épaisseur, suivant l'état d'entretien de l'engrenage. Si le graissage de la denture est facile, l'usure est peu rapide et dans ce cas on prend :

$$l = 4e$$

Si l'engrenage doit être mouillé ou médiocrement entretenu, on prend :

$$l = 5e$$

Enfin s'il doit être mal ou pas du tout entretenu ou s'il doit marcher à sec, l'usure devient très rapide et, dans ce cas, il convient de prendre :

$$l = 6e$$

Nota. — Pour les grandes roues motrices, on fait usage de la formule empirique suivante, généralement adoptée :

$$l = \left(4 + 0,075 \frac{N}{V}\right) e.$$

dans laquelle N est la force en chevaux-vapeur de 75 Kgmètres que la roue doit transmettre, V la vitesse à la circonférence et e l'épaisseur de la dent.

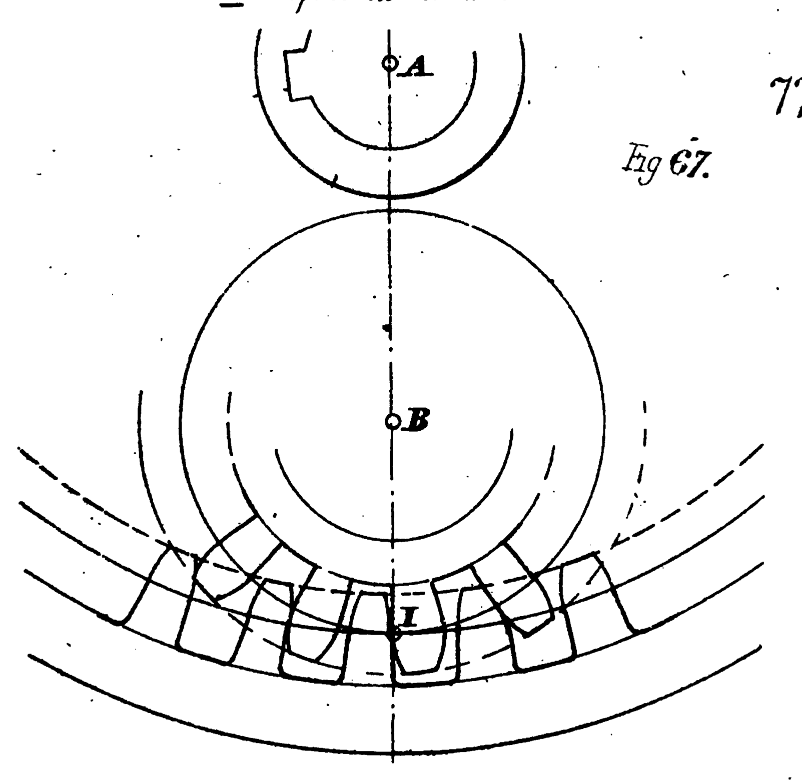


Fig 67.

77. Engrenages intérieurs. — Dans ce cas, la circonférence primitive du pignon est intérieure à celle de la roue. Le point de contact I des circonférences primitives partage la distance AB des axes en segments soustractifs égaux aux rayons.

Les deux roues tournent dans le même sens, tandis que, dans les engrenages extérieurs, elles tournent en sens inverse.

78. — **Trains d'engrenages**. — On appelle train d'engrenages ou encore équipage de roues dentées une combinaison mécanique au moyen de laquelle le rapport de la puissance à la résistance est établi en deux ou plusieurs relais d'engrenages, la résistance de l'un constituant, par réaction, la puissance du relai suivant.

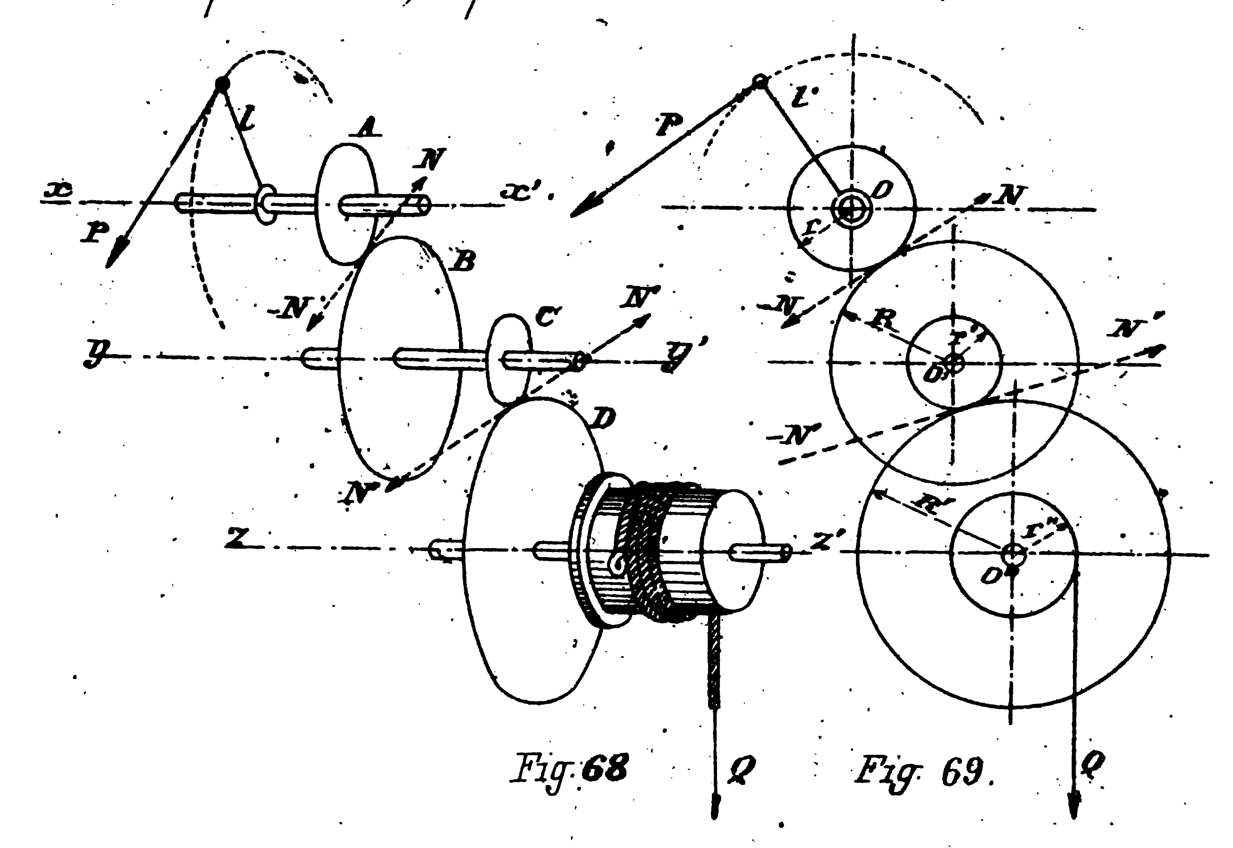


Fig. 68

Fig. 69.

Les figures 68 et 69 donnent la vue perspective et la projection normale d'une combinaison de ce genre.

Un arbre $x x'$ reçoit l'action de la puissance P, qui s'exerce à l'extrémité d'une manivelle de longueur l. Un pignon A, de rayon r, calé sur cet arbre, engrène avec une roue B, de rayon R, calée sur un deuxième arbre $y y'$. Sur ce même arbre $y y'$ est fixé un pignon C, de rayon r', engrenant avec une roue D, de rayon R', calée sur l'axe $z z'$ d'un tambour de treuil de rayon r''. La résistance Q est appliquée à l'extrémité d'une corde s'enroulant sur ce tambour.

On pourrait concevoir un système de même nature dans lequel un arbre entrerait un nombre quelconque d'arbres intermédiaires tels que $y y'$, le pignon de l'un engrenant avec la roue de l'arbre suivant.

Si nous nous en tenons à l'exemple des figures 68 et 69, nous voyons que le système se compose en réalité de trois treuils ordinaires d'axes $x x'$, $y y'$ et $z z'$. Considérons isolément ces trois machines simples et établissons les conditions d'équilibre de chacune d'elles.

Soit N l'action tangentielle exercée par les dents du pignon A sur les dents de la roue B. L'équation d'équilibre du premier travail sera:

$$P \times l = N \times r.$$

La résistance dans ce premier treuil est la réaction $-N$ exercée par la roue B.

Par analogie, nous aurons pour le deuxième treuil, l'équation :

$$N \times R = N'r' \qquad (2)$$

et pour le troisième :

$$N' \times R' = Qr'' \qquad (3)$$

En multipliant membre à membre les trois équations ci-dessus, il vient :

$$Pl \times NR \times N'R' = Nr \times N'r' \times Qr''$$

d'où, en simplifiant :

$$PlRR' = Qrr'r''$$

et enfin :

$$\frac{P}{Q} = \frac{rr'r''}{lRR'}$$

ce qu'on peut également écrire :

$$\frac{P}{Q} = \frac{r''}{l} \times \frac{rr'}{RR'} \qquad (4)$$

Le rapport $\frac{r''}{l}$ est la multiplication de puissance due au rapport de la longueur de la manivelle et du rayon du tambour du treuil.

Le facteur $\frac{rr'}{RR'}$ représente la multiplication due au train d'engrenages.

Dans les formules d'équilibre des engrenages, on peut remplacer les rayons par les nombres de dents qui leur sont proportionnels. En effet, si n et N sont les nombres de dents des engrenages A et B et si p est le pas de l'engrènement correspondant, on a :

$$r = \frac{np}{2\pi} \qquad \text{et} \qquad R = \frac{Np}{2\pi}$$

d'où :

$$\frac{r}{R} = \frac{n}{N} \quad \text{et par analogie} \quad \frac{r''}{R'} = \frac{n'}{N'}$$

L'équation (4) deviendrait donc :

$$\frac{P}{Q} = \frac{r''}{\ell} \times \frac{n\,n'}{N N'} \qquad (5)$$

Rapport des vitesses angulaires. — Si nous appelons ω_p la vitesse angulaire de l'arbre xx', auquel est appliquée la puissance ω_I, celle de l'arbre intermédiaire yy' et ω_2 celle de l'arbre zz', auquel est appliquée la résistance, nous aurons :

$$\frac{\omega_P}{\omega_I} = \frac{R}{r} = \frac{N}{n} \qquad (6)$$

Les vitesses angulaires sont, en effet, inversement proportionnelles aux rayons des roues ou à leur nombre de dents, ce qui revient au même.

Nous aurons également pour la même raison :

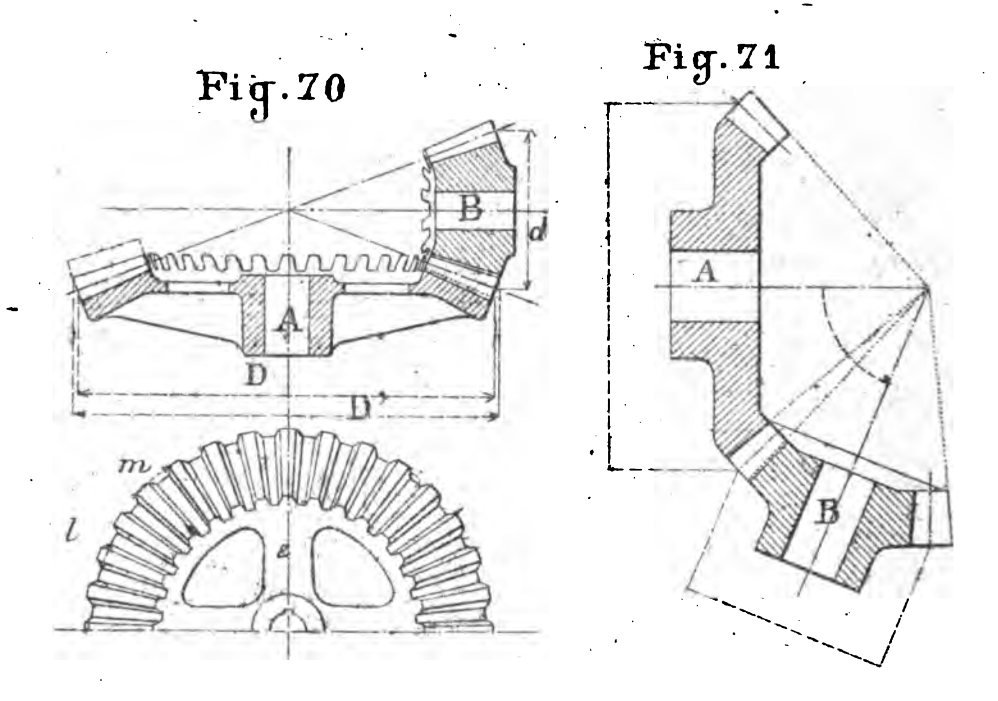
$$\frac{\omega_I}{\omega_Q} = \frac{R'}{r'} = \frac{N'}{n'} \qquad (7)$$

En multipliant membre à membre les égalités (6) et (7) et en simplifiant, il vient :

$$\frac{\omega_P}{\omega_Q} = \frac{R R'}{r r'} = \frac{N N'}{n n'} \qquad (8)$$

Dans le rapport des vitesses angulaires, il n'intervient donc que les rayons ou nombre de dents des engrenages en prise ; ce rapport est indépendant des termes r'' et ℓ.

79. — <u>Engrenages côniques</u>. — Lorsque les arbres à relier par engrenages ont leurs axes perpendiculaires ou non et dans le même plan, on emploie des engrenages côniques. (fig. 70 et 71).



Le diamètre primitif D ou d, s'il s'agit de la roue ou du pignon, est le diamètre de la base du cône ayant pour sommet le point O d'intersection des axes A et B.

<u>Le rapport des vitesses angulaires des arbres A et B est inverse de celui des diamètres primitifs</u> $\frac{d}{D}$.

<u>Engrenages hyperboliques</u>. — Lorsque les arbres à relier par engrenages ont leurs axes dans des plans différents, on emploie les engrenages dits hyperboliques.

80. — Roue à vis sans fin. — Quand les axes sont rectangulaires et ne se rencontrent pas, on emploie aussi le dispositif de l'engrenage à vis sans fin.

Il est composé d'une vis formée de quelques filets seulement, montée sur un axe, engrenant avec une roue ou pignon à dents inclinées, monté sur l'autre axe.

Généralement c'est la vis qui conduit la roue, surtout dans le cas où le rapport des vitesses angulaires est très petit.

Principe de l'engrenage.

Concevons un plan conduit suivant l'axe de la vis perpendiculairement à celui de la roue (sur ce plan (fig. 72) appelé plan moyen de la roue, soit BB' la position de l'axe de la vis, A la projection de l'arbre de la roue et xy une parallèle à BB' coupant en C la distance AC des axes;

Traçons l'engrenage d'un pignon et d'une crémaillère, avec AC pour rayon du pignon et xy pour ligne primitive. Soient P et Q les dents obtenues.

Si la crémaillère est animée de 2 mouvements uniformes, l'un de rotation autour de BB', l'autre de translation suivant la même ligne et que ces mouvements soient réglés de telle sorte qu'après une révolution la translation soit égale au pas, la dent P aura engendré le filet d'une vis dont le noyau sera le cylindre engendré par la ligne d'évidement ab.

Le cylindre engendré par la ligne primitive xy prend le nom de cylindre primitif.

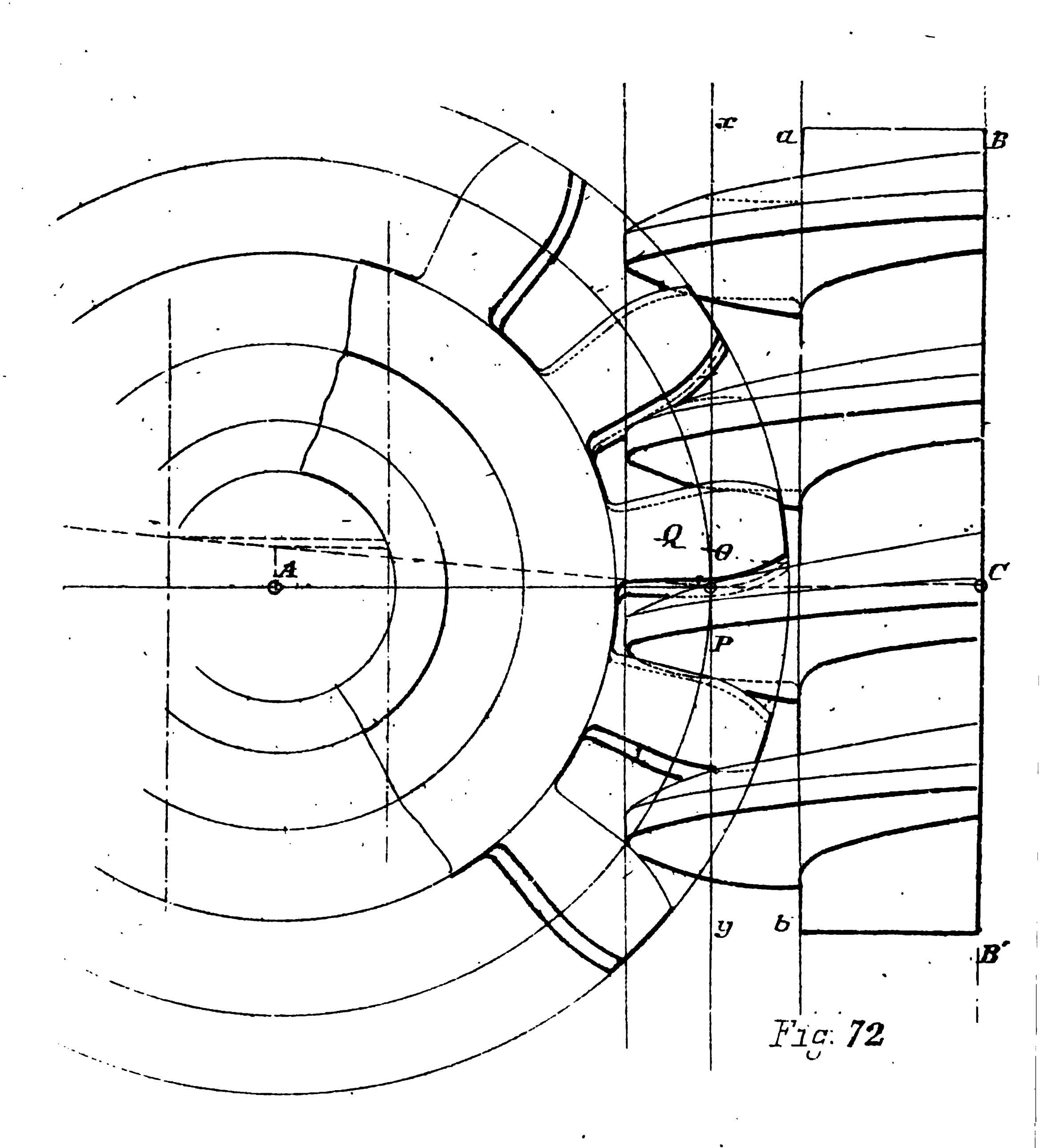


Fig. 72

Supposons maintenant que le pignon soit sans épaisseur dans le sens de son axe et que la vis,

convenablement maintenue, ne puisse prendre qu'un mouvement de rotation autour de BB'.

Les profils méridiens viendront passer successivement dans le plan de la figure, suivant des positions parallèles à P mais s'éloignant graduellement de cette première position dans le sens de l'axe BB'. Ils agiront sur la dent B comme les dents d'une crémaillère sans fin animée d'un simple mouvement de translation.

Par cette action continue, les dents de la roue seront poussées et forcées de se déplacer, et, comme la roue ne peut que tourner autour de son axe, elle prendra forcément ce mouvement.

Pour compléter le dessin du dispositif, il suffit de faire le tracé des hélices qui décrivent les sommets du filet et deux projections de la roue: Une projection verticale A et une projection horizontale sur un plan perpendiculaire à l'axe BB'.

Pour le tracé rigoureux des dents de la roue, il ne faut pas perdre de vue qu'elles sont inclinées suivant la tangente à l'hélice que décrit le point O du profil P.

<u>Rapport des nombres de tours ou des vitesses angulaires des axes</u>. — Si la vis est à un seul filet, le pas de la roue est égal à celui de la vis. Pour chaque tour de vis, la roue tourne d'un pas et si le module de la roue est, par exemple, $m = 100$, le rapport est :

$$\frac{\text{Tours de roue } t}{\text{Tours de vis } t'} = \frac{1}{n} = \frac{1}{100}$$

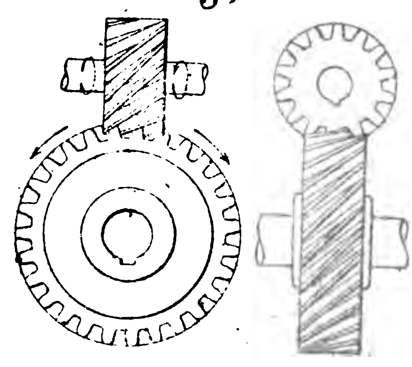
Si la vis est à deux filets, le pas de la roue est égal à la moitié du pas de la vis. Pour chaque tour de vis, la roue tournera de 2 de ses pas et si son module est $n = 100$,

on a : $\frac{t}{t'} = \frac{1}{\frac{n}{2}} = \frac{2}{n} = \frac{2}{100} = \frac{1}{50}$.

Applications de la vis sans fin. — Le dispositif roue à vis sans fin est principalement employé dans le cas où l'engrenage ne doit pas être réciproque, comme dans les crics, les manœuvres de vannes, etc....

Dans toutes ces machines, si, pour une cause quelconque la puissance, qui agit toujours sur la vis, devient trop faible ou cesse d'agir, il ne faut pas que la résistance puisse provoquer le mouvement en sens inverse. On obtient ce résultat par l'emploi d'une vis à un seul filet, dont l'inclinaison sur un plan perpendiculaire à l'axe de la vis soit mesuré par un angle assez petit.

Fig. 73



81. — Engrenages hélicoïdaux. — Le dispositif roue et vis sans fin prend le nom d'engrenages hélicoïdaux lorsque le rapport des primitifs n'est pas trop considérable.

Les applications des engrenages hélicoïdaux sont les mêmes que celles de la roue et vis sans fin.

82. — Engrenages à denture à chevrons. — Ces engrenages composés de deux engrenages à denture hélicoïdale accolés se comportent comme des engrenages droits ordinaires.



Fig 74

Leur emploi est indiqué dans toute transmission devant fonctionner sans bruit, lorsque les arbres ne doivent pas supporter de réaction suivant leur axe.

---

§.3. — Excentriques et Cames.

---

83. — Excentriques. — Ces organes servent à transformer le courant continu en rectiligne alternatif dans le

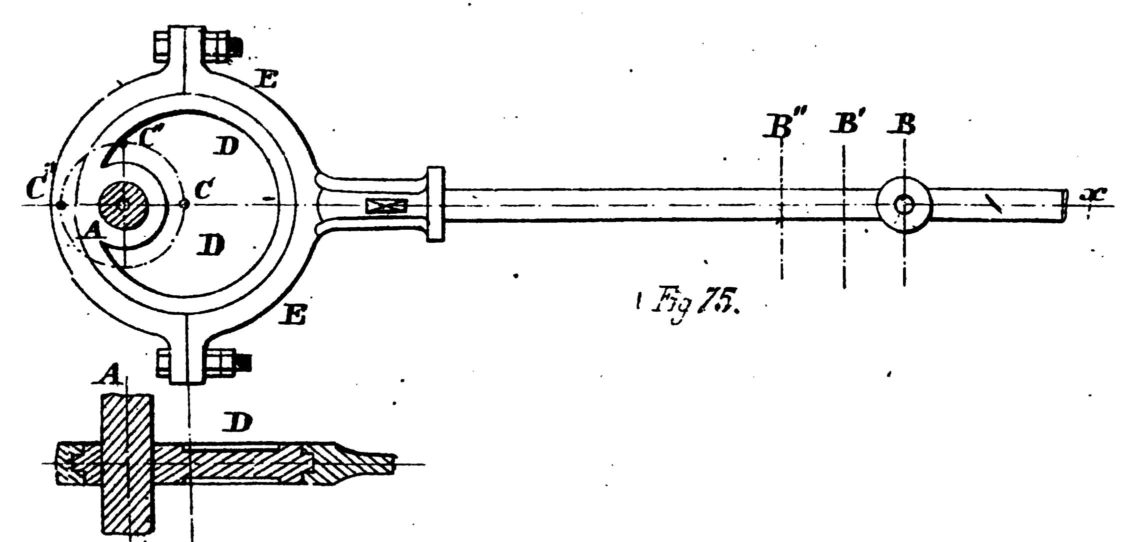


Fig 75.

cas d'une petite course à produire.

Ils se composent d'un disque circulaire D (fig. 75) plein ou évidé, calé sur l'arbre moteur A en un point autre que son centre.

Ce disque, à gorge rectangulaire, est embrassé par un collier ou bague E formé de deux parties, réunies à boulons à l'intérieur duquel le disque peut tourner à frottement doux. Le collier porte une tige T appelée barre d'excentrique ou bielle servant à le relier à l'extrémité B de la tige qu'on veut faire mouvoir d'un mouvement rectiligne alternatif dans la direction Bx passant par l'axe de rotation A.

Cet organe n'est qu'une variété du dispositif bielle et manivelle. En effet si l'axe A tourne et que le centre C du disque passe en C' sur la circonférence de rayon AC la distance CB restant invariable, la tige Bx étant guidée dans le sens xA le point B passe en B' tel que :

$$C'B' = CB.$$

On voit que le mouvement de B se produit comme si AC était une manivelle et CB une bielle. La course rectiligne est double du rayon AC, auquel on donne le nom de rayon d'excentricité. On peut encore considérer l'excentrique comme une manivelle dont le bouton, augmentant de diamètre finit par embrasser l'arbre.

Tout ce qui a été dit pour le type bielle et manivelle pourrait donc être répété ici. Toutefois, contrairement à ce qui a lieu avec la bielle et la manivelle,

l'excentrique ne permet pas la transformation réciproque, c'est-à-dire que le rectiligne ne peut pas être transformé en circulaire.

Il a un autre inconvénient : c'est le frottement considérable du collier contre le disque. Aussi n'est-il employé que dans le cas de faibles efforts et de petites courses à produire.

Dans les machines à vapeur, il sert à manœuvrer les tiroirs de distribution. On l'emploie aussi quelquefois dans les pompes pour produire le mouvement rectiligne du piston ; il peut être placé sur une partie quelconque d'un arbre tournant.

Vu la grande longueur de la bielle CD par rapport au rayon d'excentricité AC le mouvement rectiligne produit se rapproche beaucoup de celui qu'on obtient par l'engrenage de Lahire. Dans les applications on peut même prendre pour espace rectiligne la projection cc de l'arc CC' décrit par le centre du disque sur la direction AB.

84. — **Cames**. — On appelle cames des organes analogues aux excentriques et employés dans les machines pour transformer le mouvement circulaire continu d'un arbre en rectiligne alternatif d'une tige guidée, transformation qui doit se faire suivant une loi donnée.

Tracé général. — Soit à tracer une came étant donnée la loi des espaces, ABC correspondant au temps OO' d'une révolution.

Soit O (fig. 76 et 77) la projection de l'arbre, Ox la direction de la tige à conduire, Oc le rayon de l'oeil de la came, et OA une circonférence dite base du tracé, dont le rayon sera fixé ci-après. A partir des points A et O, divisons la circonférence OA et la ligne OO' en un même nombre de parties égales.

Sur les prolongements des rayons qui passent par les points de division, portons les distances 11', 22', 33', etc..... respectivement égales aux ordonnées successives de la loi. La courbe ainsi obtenue est le contour de la came.

En effet, supposons que la tige AB, terminée par une arête vive projetée en A, s'appuie constamment, soit par l'action d'un ressort et faisons tourner l'axe.

Après $\frac{2}{12}$ de tour, le rayon vecteur O1' sera venu occuper la position du rayon OA et la tige sera élevée de la quantité 11' égale à l'ordonnée 1a (fig. 76).

Après $\frac{1}{12}$ de tour, c'est O2' qui sera venu en OA et l'espace parcouru par la tige sera 22' = l'ordonnée 2b, etc....

La loi du mouvement imprimé à la tige est donc bien la loi donnée.

Réciproquement, une came étant donnée, on trouve par une construction inverse la loi de son mouvement.

Les distances telles que O1', O2' sont dites rayons vecteurs.

85. _ Came en coeur.

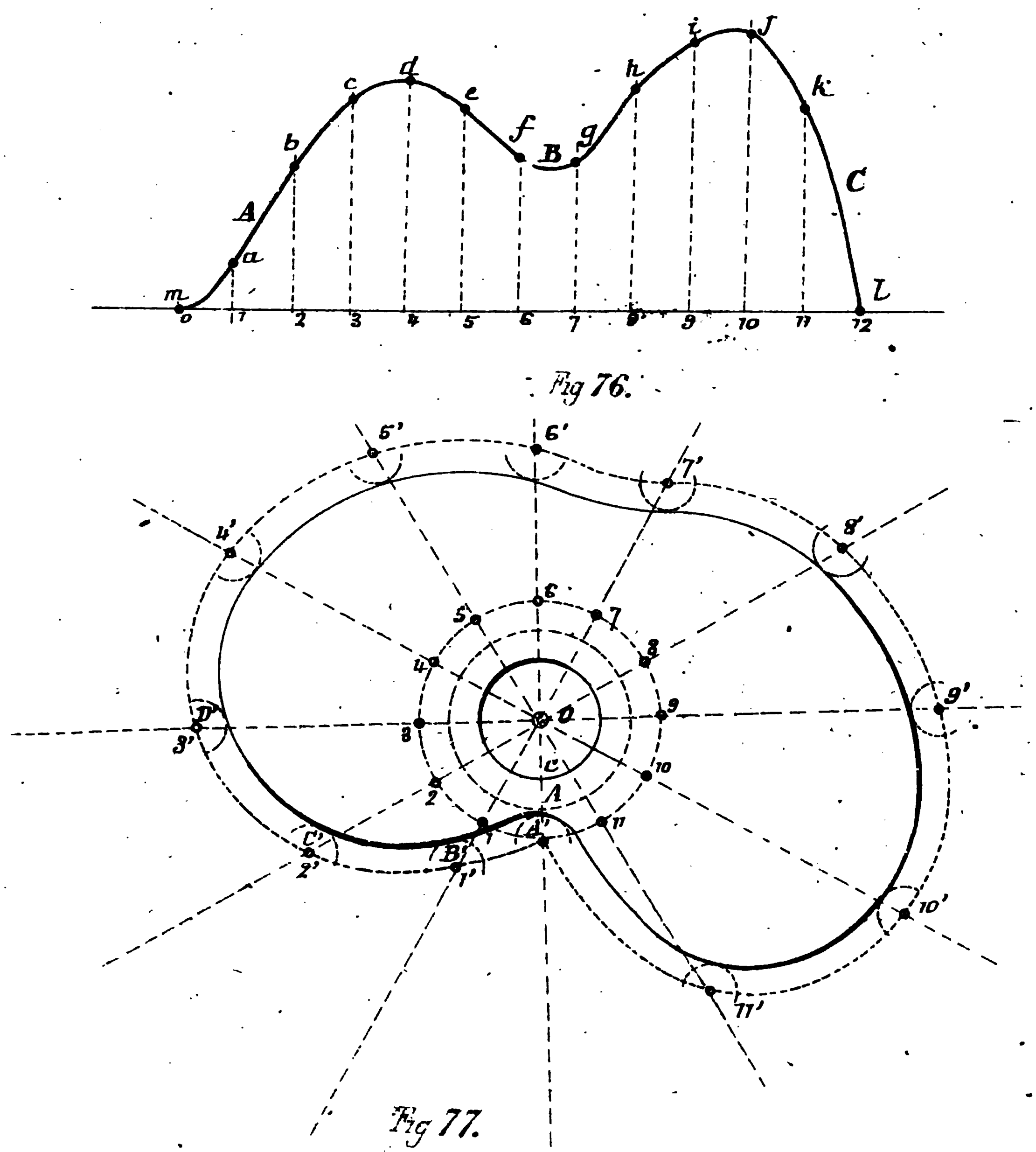


Fig 76.

Fig 77.

85. — **Came en cœur.** — Cette came est employée dans le cas où l'axe et la tige se coupent perpendiculairement et qu'on veut obtenir un mouvement rectiligne alternatif

dans lequel les espaces sont proportionnels aux angles décrits.

86. — Came des bocards. — Dans ce cas particulier, la tige AB (fig. 78) doit être soulevée à une certaine hauteur pour retomber ensuite alternativement lorsqu'elle est abandonnée à son propre poids. Tel est le cas des pilons employés à pulvériser le soufre et le charbon qui entrent dans la fabrication de la poudre. C'est aussi le cas des bocards, machines destinées à briser les minerais.

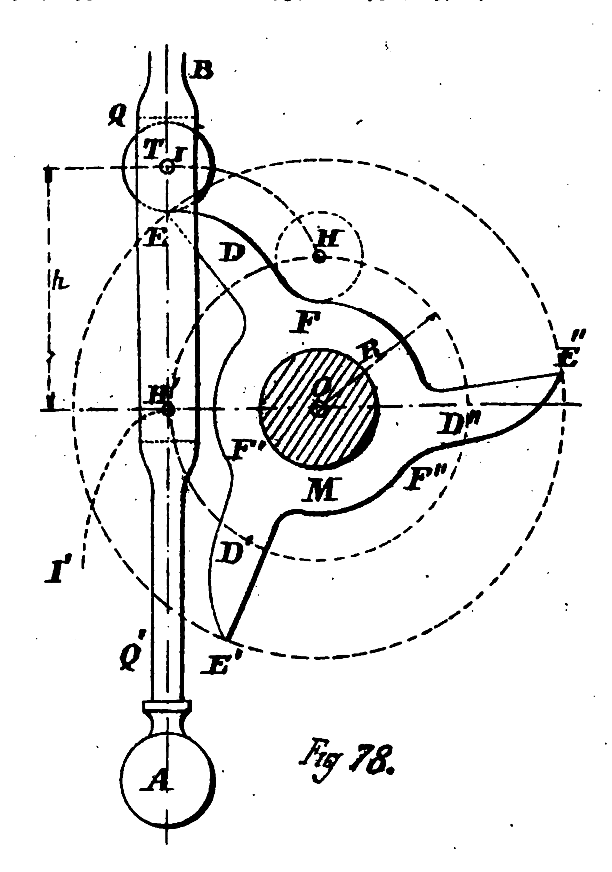


Fig 78.

§.4._Bielles et Manivelles.

87. _ Manivelles et Bielles. _ Pour transformer le circulaire continu en rectiligne alternatif, on emploie le dispositif connu sous le nom de bielle et manivelle.

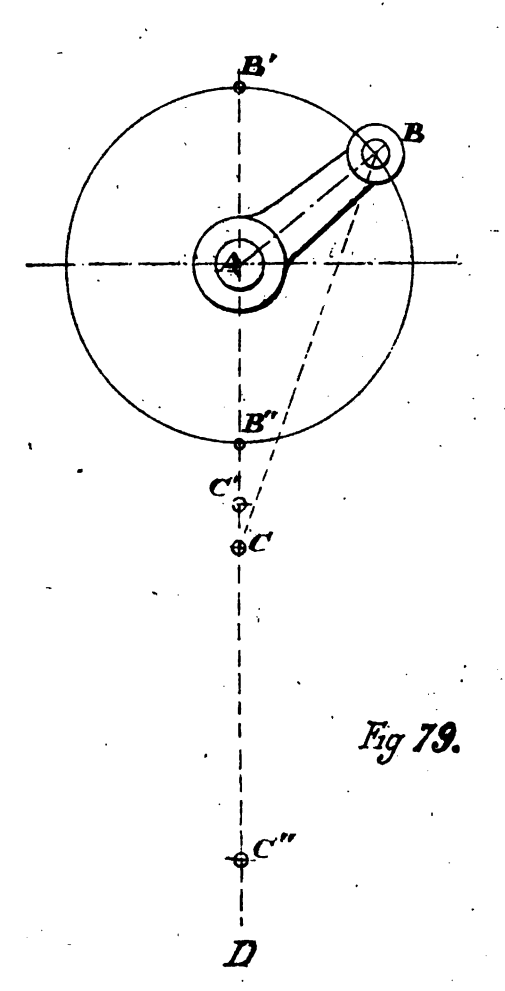


Fig 79.

Sur l'arbre A (fig. 79) on fixe par une forte clavette une pièce AB appelée manivelle qui porte à son extrémité B un tourillon appelé bouton dont l'axe est parallèle à celui de l'arbre A.

Sur ce bouton est articulée l'une des extrémités d'une longue pièce BC appelée bielle, dont l'autre extrémité C est articulée à l'extrémité de la tige CD; dans ce cas la tige doit être guidée.

Pour répartir les obliquités de la bielle sur la tige, on fait mouvoir cette dernière sur une droite passant par le centre de rotation A de la manivelle.

Si l'arbre A est animé d'un mouvement circulaire continu dans le sens de la flèche, il emporte avec lui la manivelle dont le bouton, supposé réduit au point B, décrit la circonférence AB. Lorsque B est en B', C lié à B par la bielle et ne pouvant se mouvoir que sur la droite CA par l'effet des guides, se trouve en C' tel que

$$B'C' = BC$$

Lorsque le même point arrive en B'' le point C se trouve en C'' tel que

$$B''C'' = BC$$

On voit: 1° que le circulaire continu de l'axe A se trouve transformé en rectiligne alternatif de la tige; — 2° que la course de la tige est double de la longueur de la manivelle.

En pratique, dans le but de restreindre l'emplacement des machines, on donne à la bielle une longueur comprise entre 4 et 6 fois la longueur de la manivelle; mais on ne doit pas perdre de vue qu'il est toujours avantageux de la faire plus longue.

88. — Arbres à manivelles. — Arbres coudés. — Lorsqu'un arbre A (fig. 8c) doit porter une manivelle, il est indispensable que cette manivelle soit calée à l'une des extrémités de l'arbre. Sans cela la bielle viendrait heurter l'arbre et le mouvement serait impossible. On dit alors que la manivelle est en porte-à-faux, l'arbre repose alors par ses collets P, P' sur des paliers

qui sont situés du même côté de la manivelle. L'un d'eux P' doit être, dans ce cas, le plus près possible de la manivelle. Si, pour une cause quelconque, la manivelle

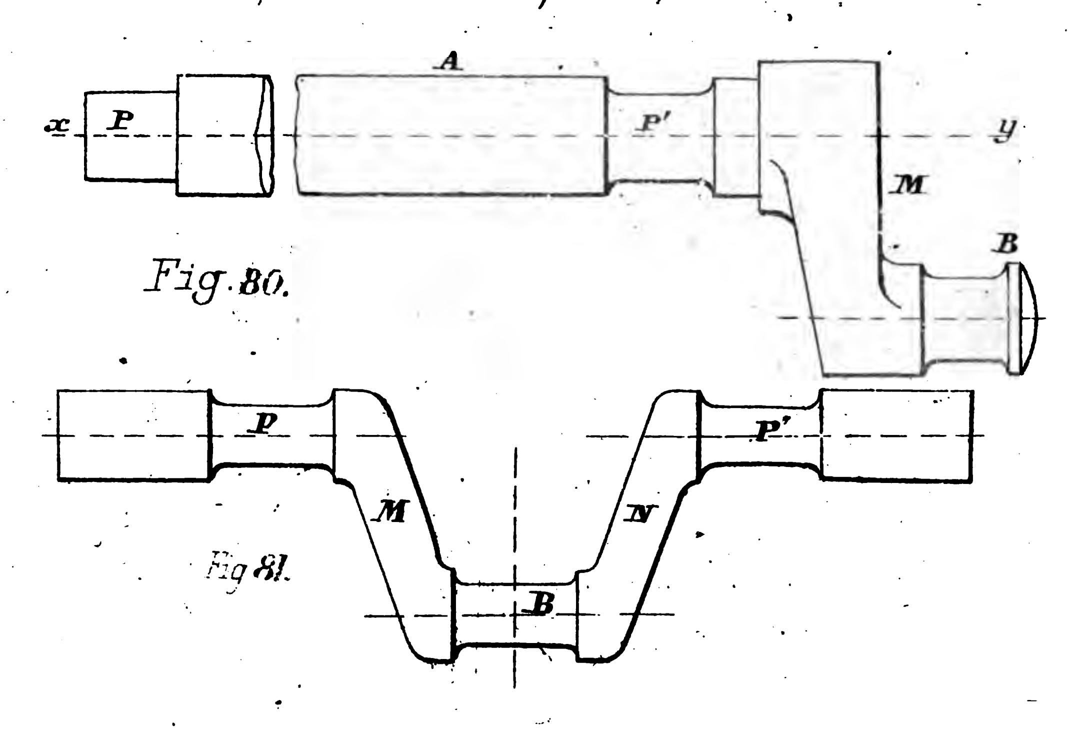


Fig. 80.
Fig 81.

ne peut pas être placée à l'extrémité de l'arbre, on fait usage de l'arbre coudé (fig. 81) dans lequel les collets sont de part et d'autre du bouton B.

---

§. 5. — Arbres de Transmission et Paliers.

---

89. — Arbres de transmission. — Les arbres de transmission sont des pièces métalliques parfois prismatiques,

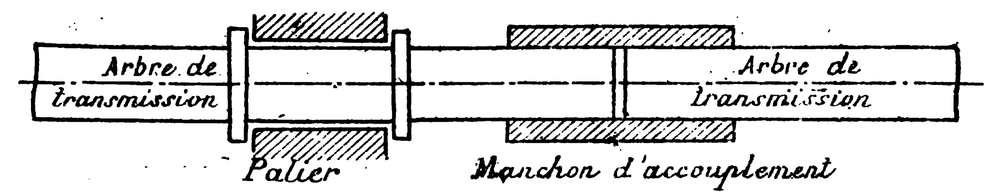
le plus souvent cylindriques, qui sont destinées à transmettre un mouvement de rotation. — Ce sont des pièces en mouvement qui peuvent être opposées aux axes qui sont des pièces fixes.

Une ligne d'arbre de transmission est formée de tronçons d'arbres réunis entre eux par des moyens d'assemblages tels qu'embrayages, manchons, etc.... Les lignes d'arbres peuvent occuper entre elles toutes les positions. On les met en relation soit par des engrenages, soit par des courroies, soit par des câbles, des joints à la Cardan, etc....

On place leurs parties frottantes, appelées portées, dans des coussinets en métal ou en bois, très bien lubréfiés qui garnissent les paliers qui les supportent.

Les arbres comportent, soit rapportés, soit faisant corps avec eux, des collets ou embases qui les empêchent de se déplacer longitudinalement.

Fig. 82



Les arbres doivent résister, d'une part, aux efforts de flexion déterminés par le poids des pièces, la tension des courroies, les pressions sur les dents des engrenages, etc... ; et, d'autre part, aux efforts de torsion provenant du couple moteur total ou d'une fraction de ce couple en des points déterminés de la ligne. —

C'est donc en vue de la somme de ces deux efforts que leurs dimensions sont déterminées.

Les arbres de transmission se font en fer ou en acier.

Les murs, les poteaux en bois ou métalliques, les colonnes, les planchers et les massifs en maçonnerie qui doivent supporter des paliers des arbres de transmission doivent résister aux charges statiques de la transmission; mais dans leur établissement, on doit aussi tenir compte des efforts dynamiques dus à l'état de mouvements de la transmission.

Ordinairement, on admet que les arbres de transmission doivent être soutenus dans des parties dont l'écartement peut être :

Pour des arbres de	40 m/m	de diamètre	2 mètres	à 2m,50
———	50	———	2m,50	à 2m,750
———	60	———	2m,750	à 3m, "
———	70	———	3m, "	à 3m,300
———	80	———	3m,300	à 3m,500
———	90 à 100	———	3m,500	à 4m, "

Le diamètre des arbres de transmission doit être calculé pour :

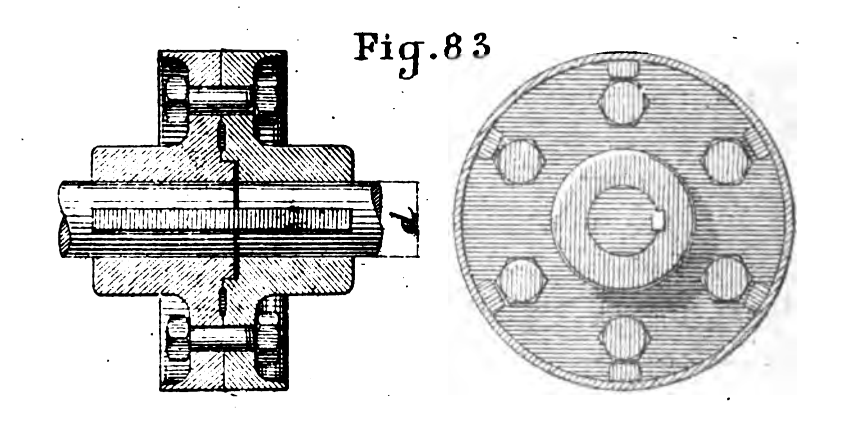
1° que tous les points de l'arbre travaillent également sous l'action des forces en jeu;

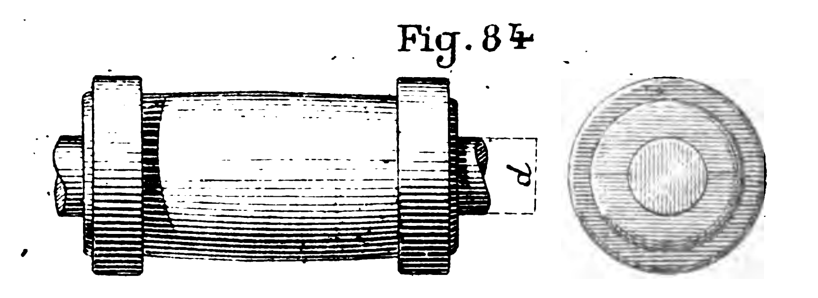
2° que l'angle de torsion ne soit pas trop considérable.

Nous donnerons plus loin au chapitre de la résistance des matériaux les formules pratiques pour le calcul de ces organes.

90. — Organes d'accouplement des tronçons d'arbres de transmission. — Les divers tronçons constituant une ligne d'arbre de transmission sont reliés entre eux d'une façon permanente par des dispositifs d'accouplement.

Il existe : 1° des accouplements à plateau (fig. 83), à frettes (fig. 84), à griffes de dilatation (fig. 85) ; pour les lignes d'arbres bien établies et permanentes.





2° des accouplements élastiques (fig. 86) permettant une certaine tolérance dans l'alignement des arbres.

3° des accouplements dits à la Cardan (fig. 87)

pour la liaison des tronçons d'arbres dont les axes se coupent sous un certain angle.

Fig. 85

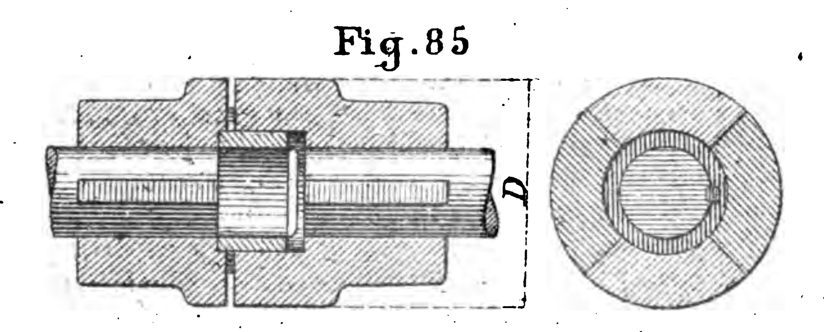


Fig. 86

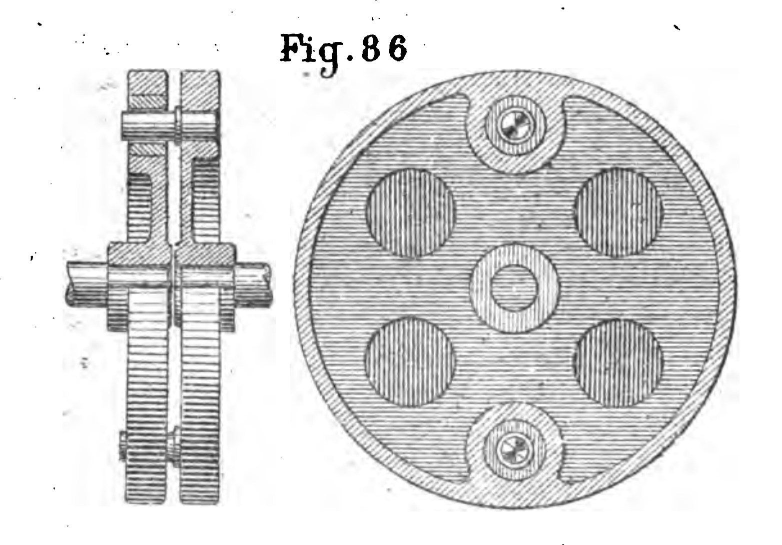
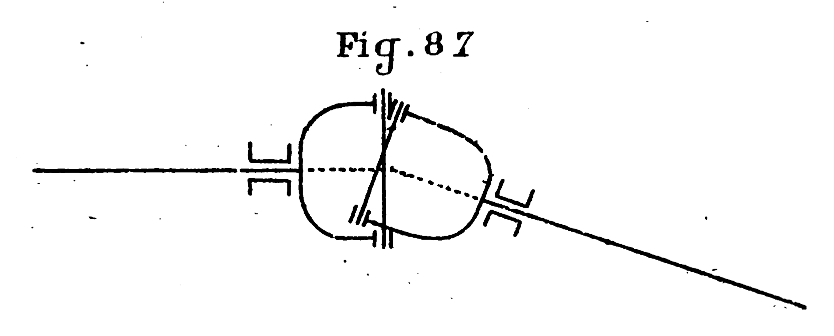


Fig. 87



Un manchon d'accouplement bien établi comme, d'ailleurs, tout organe en mouvement, ne doit pas avoir de pièces pouvant entraîner dans le mouvement de rotation un corps venant accidentellement à son contact.

Le manchon à frettes satisfait entièrement à cette condition de sécurité.

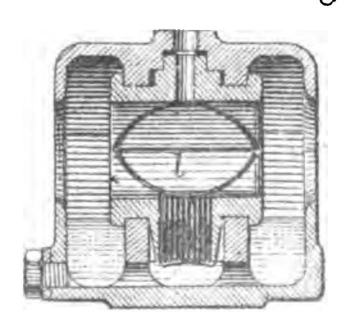
91. — Paliers. — Les paliers sont une des parties les plus importantes des transmissions de mouvement.

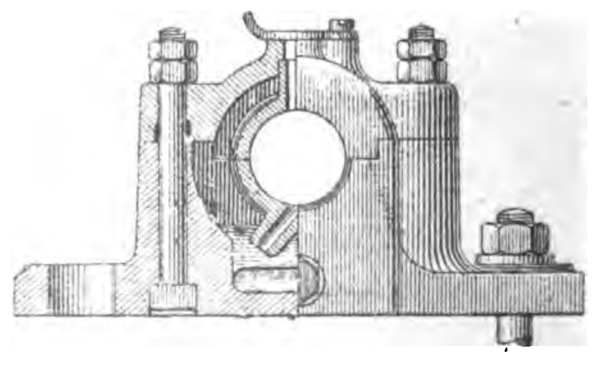
De leur choix rationnel, de leur exécution parfaite, du fonctionnement régulier de leur graissage dépendent l'économie et la sécurité de marche de la transmission.

Les paliers peuvent se diviser en deux grandes catégories :

1°. Les paliers graisseurs (fig. 88 et 91) utilisant des coussinets dans lesquels tournent les portées des arbres. Entre la surface de la portée et celle du coussinet, on entretient un lubrifiant pour diminuer en ce point le travail de glissement des surfaces, ou frottement.

Fig. 88





2° Les paliers à billes ou à rouleaux, dans lesquels, au travail de frottement des surfaces tournant l'une sur l'autre, on substitue le travail de roulement de pièces intermédiaires, billes (fig. 89) ou rouleaux (fig. 90).

Fig. 89

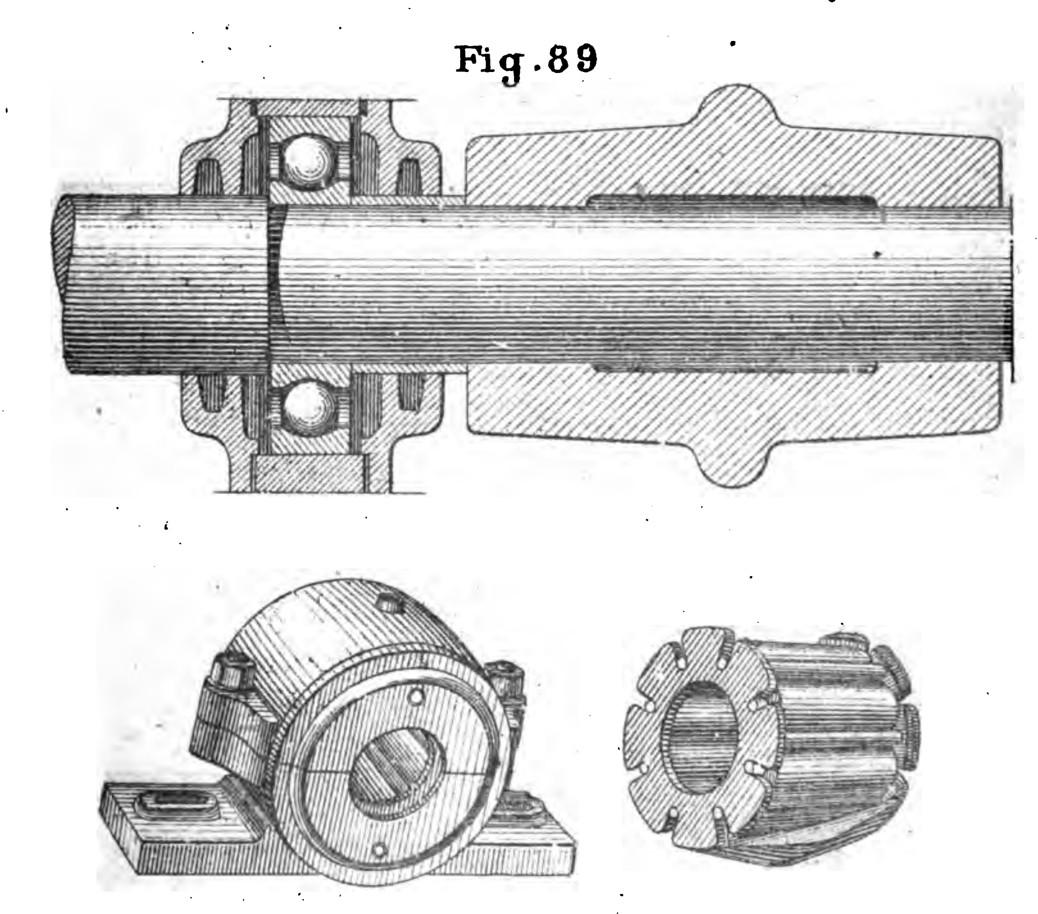
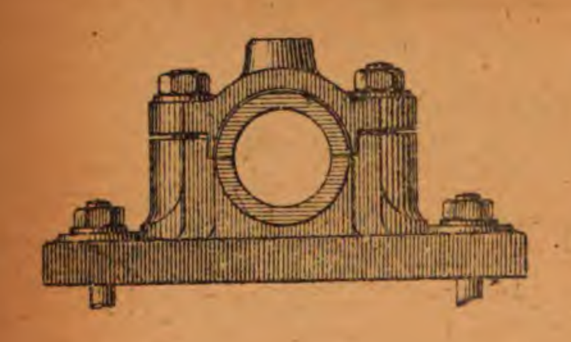


Fig. 90

Paliers à rotule. — Souvent lorsque la parfaite permanence des lignes d'arbres ne peut être assurée, on utilise des coussinets, lisses ou à billes ou à rouleaux, montés à rotule (fig. 91 bis) dans le corps de palier.





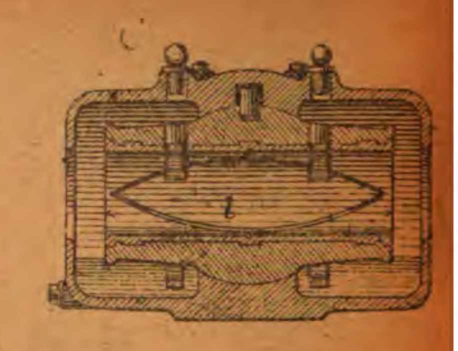


Fig. 91

92. — Calcul des dimensions d'un palier graisseur ordinaire. —

La longueur du palier dépend du travail de frottement admis par centimètre carré de surface de pression (ou du travail spécifique de frottement).

Soient :

d. – le diamètre de la portée en centimètres ;

l. – la longueur du palier ;

P. – la pression sur le palier, résultant du poids des organes, et des réactions des courroies, engrenages, etc.... ;

f. – le coefficient de frottement ;

A. – le travail maximum de frottement admis par centimètres carrés.

Pour que les paliers ne s'échauffent pas, on doit avoir :

$$\frac{d\,\pi n}{60 \times 100} \times P \times f \leqq d\,l\,A$$

ou :

$$l \geqq \frac{P f n}{1900\,A}$$

f varie selon le graissage et la vitesse entre 0,05 et 0,08.

A ne doit pas dépasser 1 kilogrammètre par cm².
Généralement pour les petits diamètres, on adopte :

$$l = 3{,}5 \text{ à } 4\,d.$$

pour les moyens diamètres :

$$l = 2{,}5 \text{ à } 3\,d.$$

pour les grands diamètres :

$$l = 2 \text{ à } 2{,}5\,d.$$

---

§ 6. _ Courroies et Câbles.

---

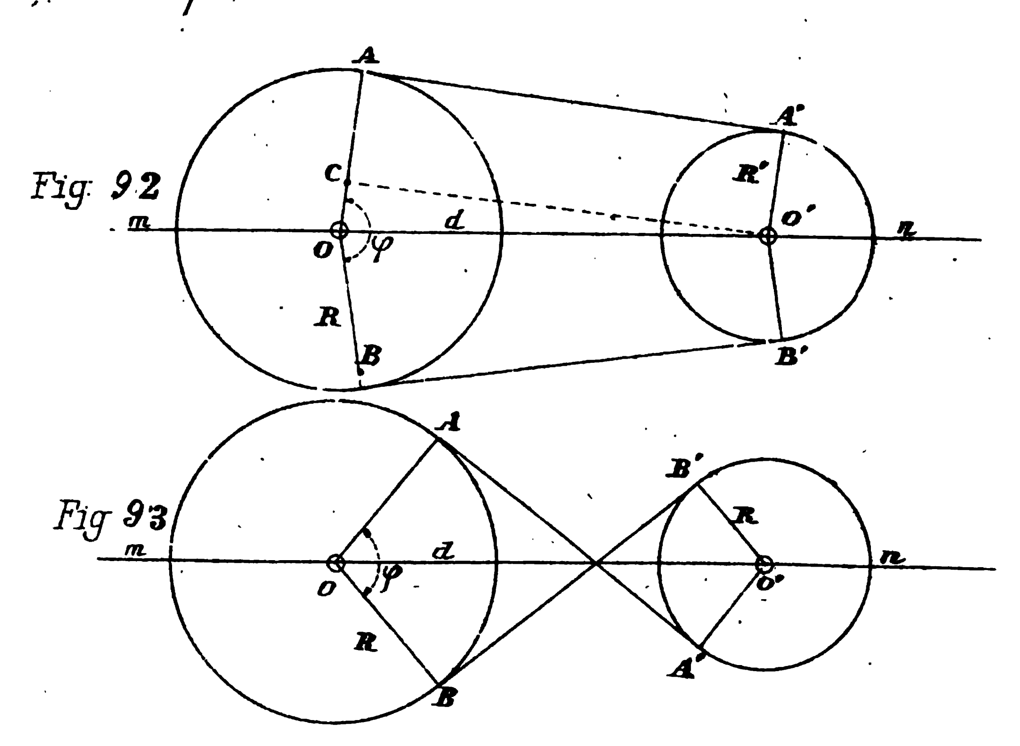
93 _ Transmission par courroies. — Quand la distance des arbres de transmission est trop grande pour qu'on puisse les relier par des organes en contact direct, on monte sur chacun des arbres et dans un même plan perpendiculaire à leur direction une poulie. Les deux poulies sont réunies, suivant le cas, par une courroie, un câble ou une chaîne. On a vu dans l'étude du frottement les conditions que doit remplir ce système de transmission.

Si l'arbre conduit doit tourner dans le même sens que l'arbre conducteur, la courroie est disposée de telle sorte que ses brins suivent les tangentes extérieures communes aux deux poulies (fig. 92).

Dans le cas contraire, les brins suivent les tangentes intérieures. La courroie est alors croisée (fig. 93).

Relations entre les vitesses angulaires, les nombres de tours et les rayons des poulies. — Soient O et O'

les axes, w et w' leurs vitesses angulaires, R, R' les rayons des poulies, n et n' les nombres de tours des axes dans le même temps.



Tout glissement de la courroie sur les poulies étant supposé nul, ce qu'en pratique on obtient par une tension suffisante de la courroie, soit par l'interposition d'une substance résineuse, soit par l'effet d'un tendeur, la quantité dont la courroie se déroule sur la poulie motrice est égale à la quantité dont elle s'enroule sur la poulie conduite. Par suite, la vitesse en tous les points de la courroie est constante et il en est de même aux circonférences extérieures des poulies qui, par suite, tournent comme si elles roulaient

l'une sur l'autre : On a donc $\omega R = \omega' R'$ ou $\frac{R}{R'} = \frac{\omega'}{\omega}$

Les vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux rayons des poulies.

Les nombres de tours étant proportionnels aux vitesses angulaires, on a : $\frac{\omega'}{\omega} = \frac{n'}{n} = \frac{R'}{R}$.

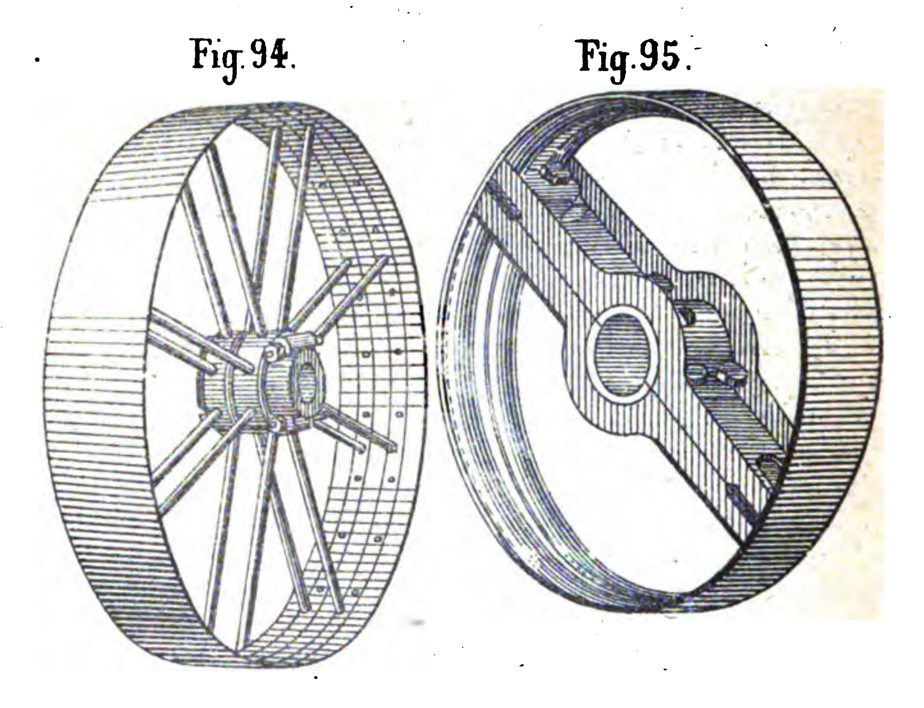
Les rayons sont inversement proportionnels aux nombres de tours. Ainsi si la poulie motrice fait 1 tour et la poulie conduite 3, le rayon de la première sera trois fois celui de la seconde.

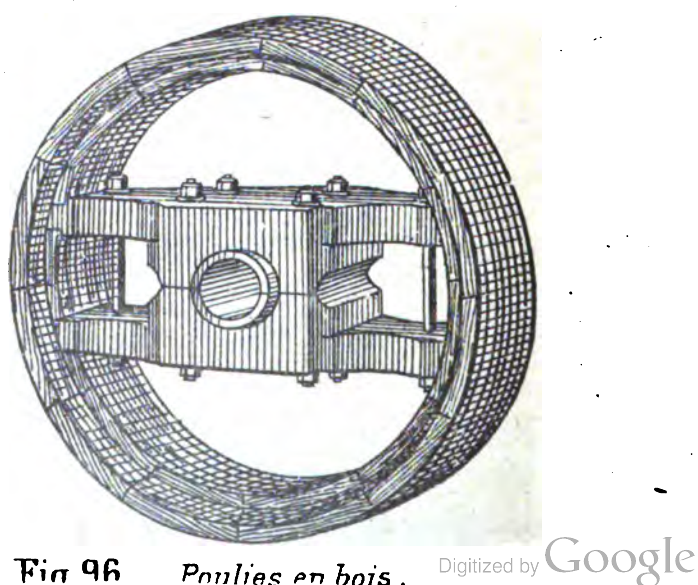
94. — Poulies et tambours de transmission. — Lorsque plusieurs axes doivent prendre leur mouvement sur un même arbre de couche, on place sur celui-ci une large poulie cylindrique qui prend le nom de tambour, sur lequel on place autant de courroies qu'il y a d'axes à faire mouvoir.

Presque toutes les machines-outils doivent pouvoir être facilement arrêtées et remises en mouvement. Pour atteindre ce but, on dispose à côté de la poulie fixe une autre poulie de même diamètre, tournant librement sur l'axe et qu'on appelle poulie folle. Lorsque l'axe moteur tourne et que la courroie est sur la poulie folle, l'axe de la machine-outil n'est pas entraîné. Mais si on fait passer la courroie sur la poulie fixe, l'axe est entraîné et la machine fonctionne.

Pour faire passer la courroie d'une poulie à l'autre, l'expression prouve qu'une légère pression de main, ou d'un dispositif approprié, sur le brin qui s'enroule, suffit pour opérer le déplacement de la courroie, mais dans toute machine soignée, on produit ce déplacement

par un levier à fourchette dont les branches parallèles embrassent la courroie. Le levier est fixé à une règle


Fig. 94. Poulies fer moyeu fonte.
Fig. 95. Poulies en acier embouti


Fig. 96. Poulies en bois.

qui peut glisser parallèlement à l'axe de la poulie, dans des supports fixés au bâti de la machine. C'est en faisant glisser la règle dans ces supports qu'on produit le déplacement de la courroie. La règle porte un bouton qui sert à la manœuvrer et des goujons qui, en venant butter sur les supports limitent sa course.

95. — Poulies étagées. — Les machines-outils, telles que les tours, les machines à percer, les raboteuses, les limeuses, les mortaiseuses, etc...., doivent marcher avec des vitesses très différentes, suivant le degré de dureté du métal à travailler. A cet effet, on monte sur l'axe moteur A A' et sur celui de la machine BB' des poulies P et Q, dites étagées (fig. 97) composées de poulies de différents diamètres faisant corps entre elles et disposées de telle sorte que la même courroie puisse relier deux quelconques des poulies correspondantes.

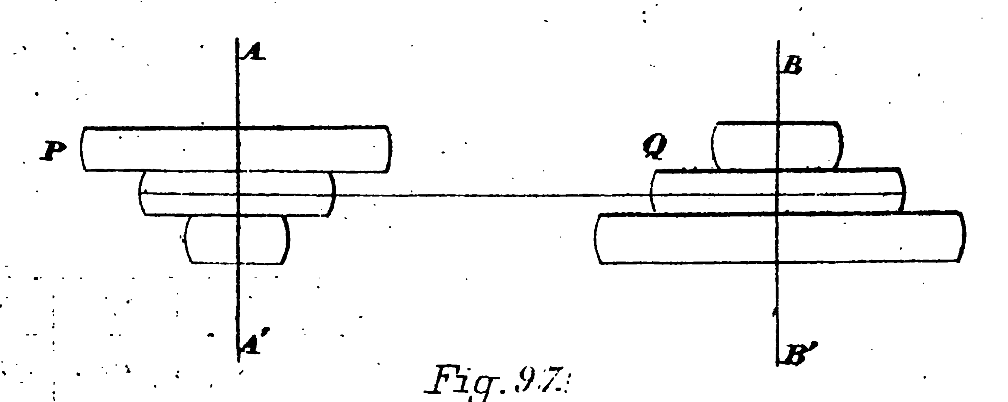


Fig. 97.

Les vitesses angulaires étant dans le rapport inverse des rayons, on voit qu'il suffit de déplacer la courroie dans le sens convenable pour augmenter ou

diminuer la vitesse de la machine-outil, celle de l'axe-moteur restant invariable.

Les tambours, poulies, poulies étagées, se construisent en bois ou en métal, fonte ou acier embouti.

96. — Courroies de transmission.

— Les courroies de transmission se font généralement en cuir, en coton, en caoutchouc, ou par l'association de ces matières avec quelques autres.

Dans le calcul d'établissement, on peut compter, pour la résistance à la traction de ces organes, des coefficients pratiques par centimètres carrés de section pour:

le cuir .... 30 à 40 kgr.
le coton .... 25 à 35 kgr.
le caoutchouc .... 30 à 40 kgr.

Pour les courroies importantes marchant très vite, il y a lieu de tenir compte de la tension supplémentaire t_0 nécessaire pour contrebalancer l'action de la force centrifuge. Pour les courroies en cuir, dont la densité est égale à 1, cette tension supplémentaire par cent² est donnée par le tableau ci-dessous, V, la vitesse étant exprimée en mètres par seconde.

V =	5	10	15	20	25	30
t_0 =	0kg3	1k00	2k30	4k10	6k40	9k20

Ces valeurs sont déduites de la relation:

$$t_0 = 0{,}010\,2\ V^2$$

Les courroies en cuir, en coton ou en caoutchouc s'emploient suivant les conditions de leur fonctionnement : Atmosphère sèche, chargée de vapeur d'eau, de vapeurs acides, etc.....

97. — Chaînes. — Lorsque les efforts à transmettre sont trop considérables, on substitue à la courroie une chaîne, les poulies étant remplacées par des roues dentées appelées roues de chaîne.

98. — Transmission par câbles. — Lorsque deux arbres de transmission sont distants de plus de 10 mètres l'emploi d'une courroie n'est plus pratique ni économique. Dans ce cas on substitue à la courroie ordinaire un câble métallique ABCDEF soutenu, lorsqu'il y a lieu, de distance en distance par des poulies ou galets PP' installés

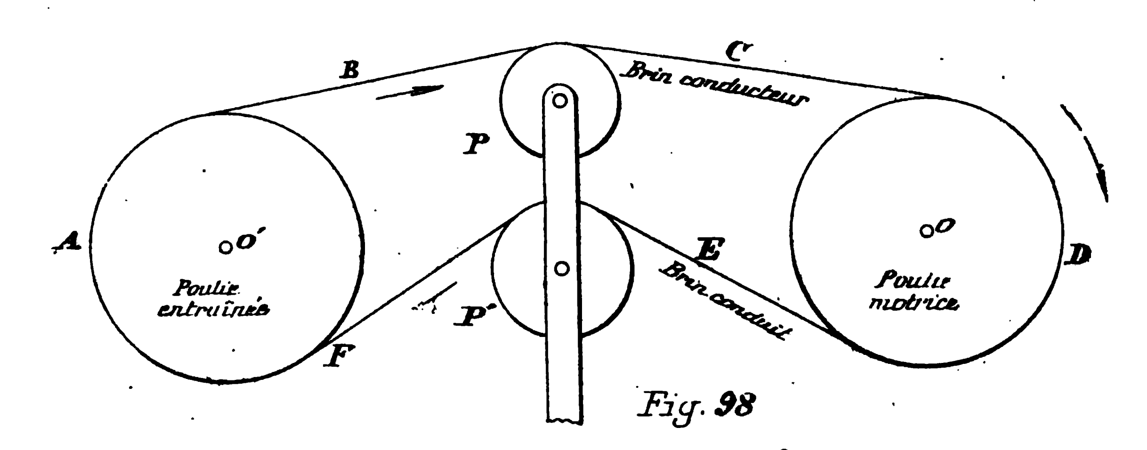
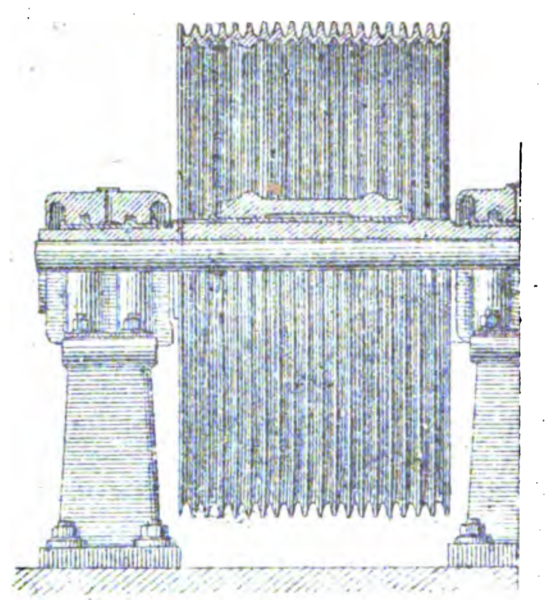


Fig. 98

sur des piliers en bois, en fer ou en maçonnerie. — Sur chaque pilier sont montés deux galets, destinés à soutenir l'un P, le brin conducteur et l'autre P', le

Fig. 99



Poulies à gorge pour transmission par câbles multiples

brin conduit, le poids du câble détermine l'adhérence nécessaire au mouvement.

Ce mode de transmission connu sous le nom de transmission télédynamique, a été expérimenté pour la première fois vers 1850.

Les câbles peuvent être métalliques, en chanvre ou en cuir.

Les poulies portent au lieu d'une jante ordinaire une gorge creusée en forme de cône dans le fond de laquelle est montée une garniture de cuir posé de champ, de bois ou de gutta-percha.

Les câbles métalliques sont composés de fils de fer de Suède ; pour augmenter leur flexibilité, ils sont munis d'une âme en chanvre.

La vitesse de translation des câbles doit être comprise entre 25 à 30 mètres à la seconde.

Les câbles en chanvre sont faits avec des matériaux de choix le plus souvent en chanvre de Manille.

Le coefficient de travail à la traction, compté d'après l'effort tangentiel correspondant au travail à

transmettre ne doit pas dépasser 0.^{kg}08 par $^{m}/_{m^2}$ de section du câble.

Les vitesses linéaires doivent être d'environ 25 mètres par seconde.

Les câbles en cuir sont fabriqués pour la plupart en Espagne; ils s'emploient le plus souvent pour la transmission de faibles efforts.

---

§7. – Embrayages et Débrayages.

---

99. – Embrayages. – Les embrayages sont des organes qui servent à relier deux arbres de transmission situés dans le prolongement l'un de l'autre, en deux tronçons d'arbres.

Ces dispositifs doivent toujours pouvoir être manœuvrés pendant le mouvement de l'un ou des deux arbres à relier. Ils sont en général constitués par une cuvette solidaire de l'un des arbres à relier d'une façon intermittente, et d'un dispositif de segments extensibles, qui à volonté peut exercer une friction énergique à l'intérieur de la cuvette, l'effort de frottement croissant jusqu'à ce qu'il assure entièrement la transmission du mouvement de l'un des organes à l'autre.

Les divers genres d'embrayages à friction sont :
les embrayages à segments extensibles (fig. 100),

- les embrayages à cône de friction (fig. 101),
les embrayages à disques (fig. 102).

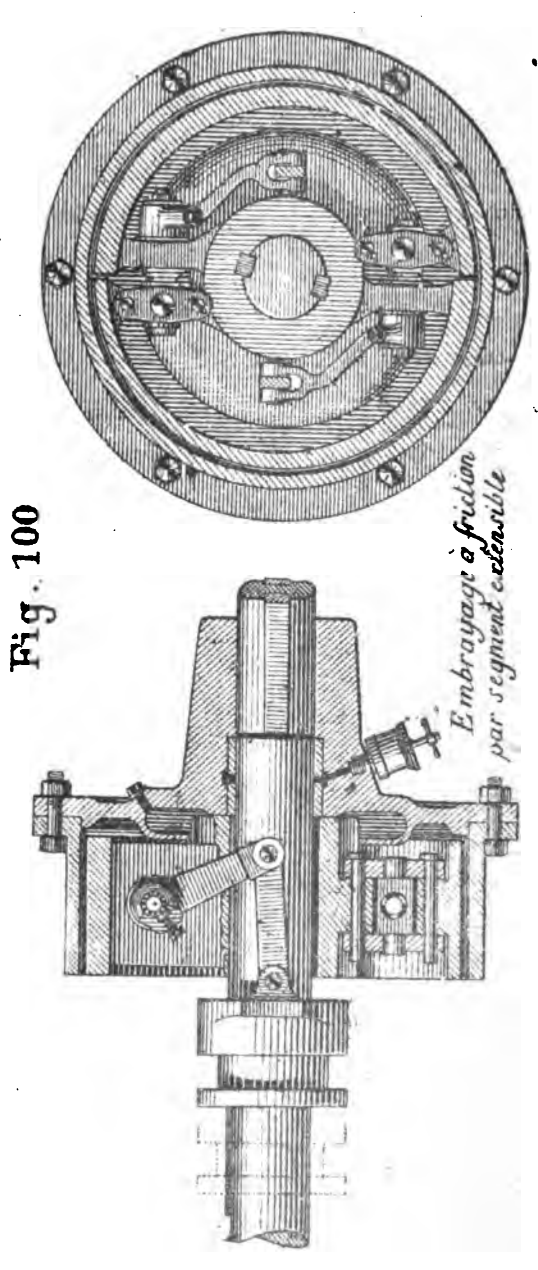
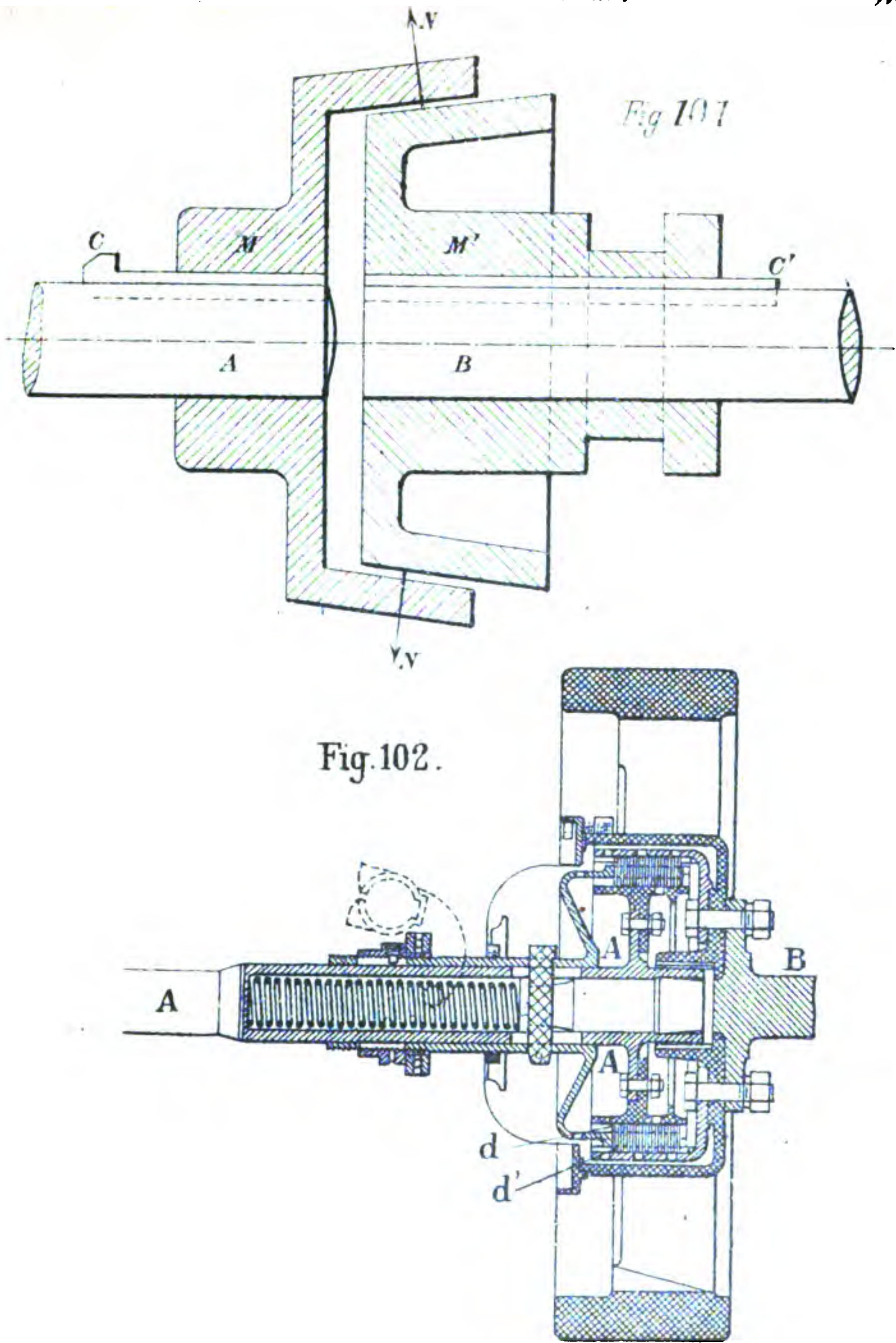


Fig. 100

Embrayage à friction par segment extensible



Embrayage à disques de friction.
d. *disques solidaires de l'arbre* **A**.
d'. *disques solidaires de l'arbre* **B**.

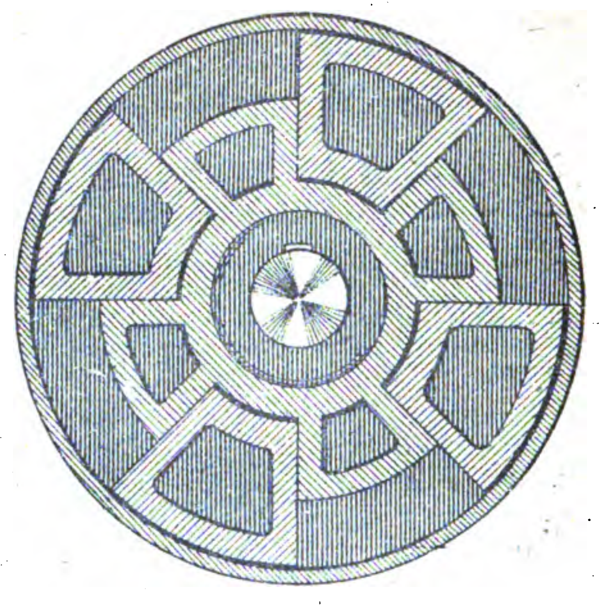
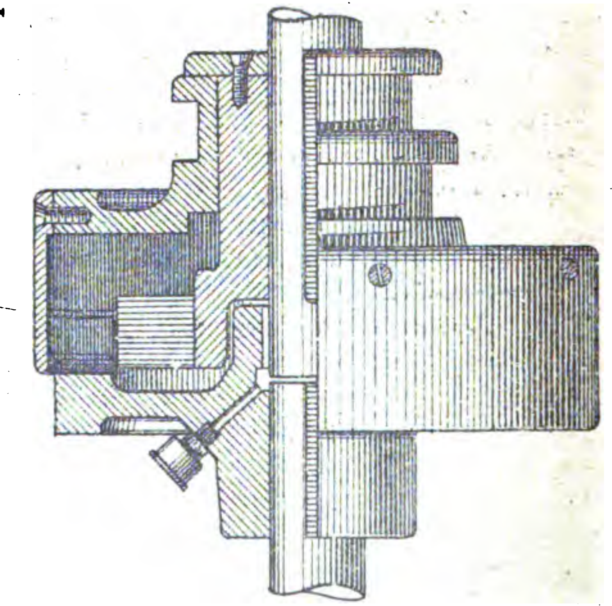


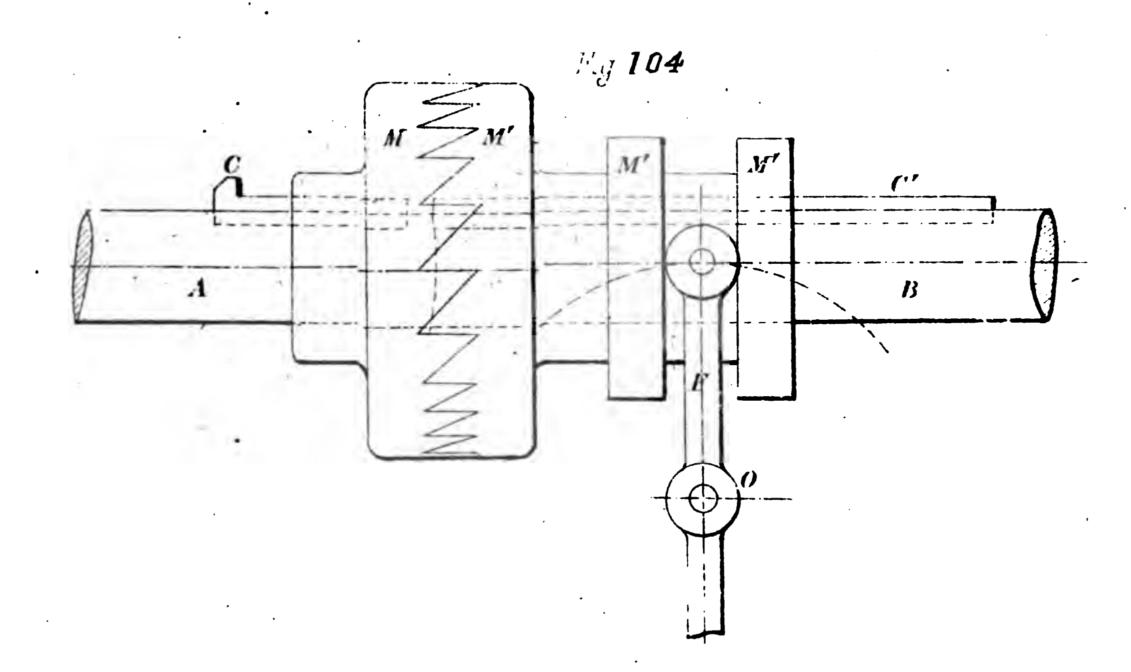
Fig. 103.



100. — <u>Débrayages</u>. — Les dispositifs d'embrayages peuvent toujours être utilisés pour les débrayages ; mais leur installation, relativement coûteuse, ne se justifie pas si l'on n'a pas à prévoir la mise en service d'une partie de l'un des tronçons de la transmission pendant le mouvement de l'autre.

Pour assurer la liaison de deux tronçons d'arbre de transmission en conservant la faculté d'isoler les tronçons l'un de l'autre pendant leur mouvement, soit par mesure de sécurité, soit pour toute autre cause, on emploie les <u>manchons</u> d'accouplement à <u>griffes</u> (fig. 103 et 104).

Fig 104



§ 8. — Dispositifs de graissage.

---

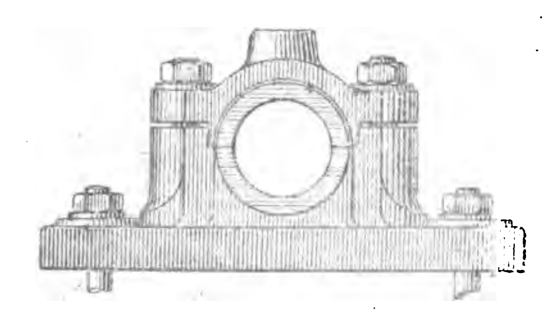
101. — Systèmes en usage. — Les dispositifs de graissage les plus généralement employés pour la lubrification des paliers d'arbres de transmission sont :

le graissage par godet (fig. 105) qui, quoique étant le plus simple, n'est pas le plus économique ;

le graissage par mèche (fig. 88), qui est économique, mais d'un entretien assez délicat ;

le graissage par bague ou chaîne (fig. 91 bis) qui est économique et présente une sécurité absolue.

Fig. 105.





Le graissage pour paliers d'arbres verticaux se fait ordinairement par mèche ou par bain d'huile.

Chapitre VI.

Chapitre VI.

Notions sur la résistance des matériaux.

§. 1er _ Éléments de calculs.

102. _ Généralités. _ La résistance des matériaux a pour objet l'étude des forces moléculaires qui se développent dans les corps solides sous l'action des forces extérieures qui leur sont appliquées.

Les corps solides sont composés de molécules réunies entre elles par des forces appelées forces moléculaires qui tendent à maintenir constante la distance de 2 molécules voisines. Si une action extérieure a pour effet d'éloigner ces deux molécules l'une de l'autre, il se développe entre elles et suivant la ligne qui les joint, une force attractive qui s'oppose à la séparation et qui est proportionnelle à l'écartement produit. Quand l'action extérieure tend au contraire à rapprocher deux molécules l'une de l'autre, il se développe entre elles et suivant la ligne qui les joint, une force répulsive qui s'oppose au rapprochement et qui est proportionnelle à la grandeur de ce rapprochement.

Nous dirons, pour généraliser, que les <u>actions extérieures quelle que soit leur nature, ont pour effet de produire des déformations, qui donnent naissance à des forces moléculaires proportionnelles à ces déformations</u>.

Le but de la résistance des matériaux est :

1° _ <u>Déterminer les relations qui existent entre les forces extérieures appliquées aux corps et les forces moléculaires auxquelles les forces extérieures donnent naissance ou inversement</u> ;

2° _ <u>Déterminer les dimensions à donner aux corps pour qu'ils puissent résister en toute sécurité à l'action des forces extérieures auxquelles ils sont soumis</u> ;

3° _ <u>Déterminer la nature et la grandeur des déformations subies sous l'action des forces extérieures considérées</u> ;

4° _ <u>Donner à la pièce chargée la forme la plus convenable pour résister à l'action des forces qui lui sont appliquées</u>.

103. _ <u>Elasticité</u>. _ La déformation d'un corps soumis à l'action de forces extérieures se décompose :

1° _ en une <u>déformation élastique</u> qui disparaît lorsqu'on supprime l'action des forces ;

2° _ en une <u>déformation plastique</u> qui persiste malgré la suppression des forces extérieures ;

Jusqu'à une certaine <u>limite d'élasticité</u>, la première de ces déformations est proportionnelle à la charge que supporte le corps, et jusqu'à la même limite la déformation plastique peut être négligée.

104. — <u>Fatigue</u>. — La <u>fatigue</u> est <u>l'effort moléculaire qui se développe, par unité de section droite, dans un corps soumis à l'action de forces extérieures</u>.

La fatigue est donc le quotient des forces extérieures considérées par la section droite du corps.

On représente la fatigue par R. Si P est la charge appliquée et Ω la section droite du corps, on aura :

$$R = \frac{P}{\Omega}$$

La <u>fatigue limite d'élasticité</u> est la fatigue correspondante à l'effort susceptible de produire sur la pièce considérée une déformation permanente.

On la désigne par R_e.

La <u>fatigue de rupture</u> est la fatigue correspondante à l'effort susceptible de produire la rupture de la pièce considérée.

On la désigne par R_r.

Cette fatigue se détermine pratiquement à l'aide de machines à essayer.

105. — <u>Résistance pratique</u>. — Dans les calculs d'établissement des éléments des constructions ou des machines, on s'impose toujours que les pièces travaillent toutes avec une fatigue toujours éloignée de celle correspondant à leur limite d'élasticité. On s'impose donc un maximum de fatigue que l'on désigne sous le nom de fatigue ou résistance pratique désignée par Rp.

On prend généralement pour valeur de R_p une fraction de R_r ou de R_e.

Le rapport pouvant exister entre R_p et R_r ou R_e peut varier dans de grandes limites, suivant l'usage, le mode d'emploi, etc.... des pièces à établir.

La pratique seule indique le rapport le meilleur à adopter pour les cas pouvant se présenter.

Il est certain qu'une pièce travaillant sous l'action d'une force permanente toujours dans les mêmes conditions de température, à l'abri de vibrations, etc...., pourra supporter une fatigue pratique bien supérieure à celle de la même pièce ayant à supporter des efforts analogues, même inférieurs, mais soumise à des vibrations, de grandes variations de température, etc....

106. — <u>Module d'élasticité</u>. — Une même force appliquée successivement à une série de pièces constituées avec des matériaux différents produira sur chacune des pièces considérées des effets différents en rapport avec la nature des matériaux considérés.

<u>Le module d'élasticité est un nombre qui, pour chaque nature de corps, représente le rapport constant qui existe entre la fatigue par unité de section et la déformation par unité de longueur.</u>

On distingue, en outre, pour chaque nature des corps, deux genres de modules d'élasticité, suivant le mode de fatigue auquel le corps est soumis :

1°. — <u>Le module d'élasticité longitudinale</u>,

désigné par la lettre E, qui sera employé quand les forces extérieures agiront dans le sens de la longueur du solide ou du moins qu'elles tendront à l'allonger ou à la raccourcir. Ce sera le cas de la traction, de la compression, et aussi, comme on le verra, de la flexion.

2°. <u>Le module d'élasticité transversale</u>, désigné par la lettre G, qu'on réservera aux cas où les forces extérieures tendent à produire (comme dans le cisaillement ou dans la torsion) le glissement d'une section transversale par rapport à la section voisine.

Le module d'élasticité transversale est égal aux $\frac{2}{5}$ du module d'élasticité longitudinale :

$$G = \frac{2}{5} E.$$

On voit, d'après ce qui précède, que le module d'élasticité est un nombre abstrait ; c'est, en effet, le rapport de deux quantités de grandeur 1, dont l'une est une force et l'autre une longueur.

Soit, par exemple, le cas d'une tige de longueur L et de section Ω qui, sous l'action d'une charge P, s'allonge d'une quantité l.

La fatigue par unité de section est donnée par :

$$R = \frac{P}{\Omega}$$

Quant à la déformation (qui est ici un allongement) par unité de longueur, on la désigne généralement par la lettre i et l'on a :

$$i = \frac{l}{L}$$

L'expression du module d'élasticité est donc :

$$E = \frac{\frac{P}{\Omega}}{\frac{l}{L}} = \frac{PL}{\Omega l} \qquad (1)$$

On peut encore écrire :

$$E = \frac{R}{i} \qquad (2)$$

$$R = Ei \qquad (3)$$

C'est une des formules fondamentales de la Résistance des Matériaux.

107. — Coefficients de résistance de la traction et à la compression de quelques matériaux. —

Les tableaux ci-après donnent les valeurs de R_p, R_e, R_r et E pour un certain nombre de matériaux utilisés dans des conditions normales d'emploi.

Ces coefficients peuvent varier pour la plupart sous l'influence de la température.

Tableau des résistances...

Tableau des résistances à la traction et des modules d'élasticité longitudinale.

(rapportés au millimètre carré).

Nature des Matériaux.	Résistance pratique R_p	Fatigue limite d'Élasticité R_e	Fatigue de rupture R_r	Module d'élasticité E
Fer en barre	6 à 7	15	30 à 36	20.000
Tôle de fer	6	15	30 à 36	18.000
Fil de fer	12	25	50 à 60	20.000
Acier ordinaire en barre	8 à 12	20 à 40	40 à 80	20.000
Acier fondu	15 à 30	40 à 60	100	28.000
Tôle d'acier	10	20	40 à 60	20.000
Fil d'acier	20	40 à 80	60 à 150	20.000
Corde à piano	80	180	210	"
Fonte	2,5	7	12	10.000
Cuivre en barre	3	6	24	11.000
Fil de cuivre écroui	6	12	40	13.000
Laiton en barre	2,5	4,8	12	6.500
Fil de laiton	6	13	50	10.000
Bronze mécanique 10 %	2 à 3	"	13 à 20	3.500
Bronze phosphoreux	6	15	36	"
Zinc	0,75	1,5	5,5	9.000
Plomb	0,2	0,4	1,3	500
Corde en chanvre (serrée)	2	"	8	"
" " (lâche)	1,33	"	6	"
Courroie en cuir	0,2 à 0,4	1,5	2,5 à 3	15 à 20

Tableau des résistances à la compression (rapportées au millimètre carré).

Nature des Matériaux	Résistance pratique R_p	Fatigue limite d'élasticité R_e	Fatigue de rupture R_r
Fer forgé	6 à 7	15	25
Fonte	7 à 12	15	65
Acier ordinaire	8 à 12	"	80
Acier martelé	15	"	100
Acier fondu	15 à 30	"	100
Aciers spéciaux	25 à 80	80 à 95	100 à 120
Cuivre rouge écroui	7	15	40
—— " —— recuit	2	"	10
Laiton	2,2	"	15
Bronze	3,3	"	30
Chêne (debout)	0,66	"	6,6
Hêtre (debout)	0,66	"	6,6
Granit	0,7	"	7 à 11
Grès dur	0,7	"	7 à 10
Calcaire dur	0,3 à 0,5	"	3 à 10
Brique rouge commune	0,05	"	0,5
Ciment ayant fait prise	0,15	"	1,5 à 3
Mortier de chaux pris	0,03	"	0,3

108. — Détermination des efforts auxquels sont soumis les organes des machines. — L'étude des dimensions et des formes d'un organe de machine exige la connaissance préalable de la nature et de l'intensité des efforts auxquels cet organe doit être soumis, ainsi que des conditions spéciales de repos ou de mouvement dans lesquelles il doit exercer ou transmettre son action.

La nature et l'intensité des efforts extérieurs appliqués à une pièce ou à un ensemble de pièces de machines, y compris les réactions des appuis ou des liaisons, sont généralement d'une détermination facile.

Si le simple raisonnement ne suffit pas à établir ces données, on peut presque toujours les obtenir par des calculs peu compliqués ou, plus rapidement encore, par la statique graphique, ce qui est un cas fréquent dans l'étude des charpentes ou des bâtis métalliques ou des systèmes articulés, dont les applications sont innombrables dans la construction des machines.

Ces premiers renseignements indispensables permettront de savoir si telle pièce travaille à l'extension, à la compression, à la flexion, à la torsion ou au cisaillement, ou à plusieurs de ces efforts simultanément; et dans le cas de la torsion ou de flexion, en particulier, on déterminera de suite les moments fléchissants ou les moments de torsion à introduire dans les calculs.

En ce qui concerne les conditions de repos ou de mouvement dans lesquelles un organe de machine

doit fonctionner, leur connaissance est également nécessaire afin de tenir compte des efforts d'inertie à vaincre, efforts qui, suivant les cas, ajoutent ou retranchent leur action à celle des efforts directement appliqués.

L'ensemble de ces renseignements permettra de déterminer notamment :

1°. _ Les dimensions de chaque pièce, tout au moins dans ses principales sections résistantes, afin que la fatigue moléculaire n'y excède pas la résistance pratique ;

2°. _ La nature du métal ou de la matière quelconque à employer ;

3°. _ La forme générale qui conduira à la solution la plus économique.

---

§.2. _ Extension.

---

109. _ Extension ou Traction. _ Une pièce travaille à l'extension ou traction quand la résultante des forces qui lui sont appliquées tend à l'allonger, c'est-à-dire à écarter ses molécules dans le sens de la longueur de cette pièce.

Dans le déplacement moléculaire qui se produit ainsi, on admet que chaque section transversale se meut longitudinalement, en demeurant constamment parallèle à elle-même. (fig. 106).

Soit une tige AB de longueur L et de section

Fig. 106.

constante Ω, fixée à sa partie supérieure en A et chargée en B d'un poids P.

Sous l'action de la charge P, la tige s'allonge d'une quantité l. Une section quelconque m vient en m'; une autre section n vient en n' et la section extrême B vient en B', le cheminement de chaque section étant proportionnel à la distance de cette section à l'extrémité fixe A.

Pour déterminer les dimensions que doit avoir la tige, afin de résister en toute sécurité à la charge qui lui est appliquée, on suppose que cette charge est répartie uniformément dans une section quelconque et que, la pièce étant constituée d'une infinité de files de molécules parallèles à son axe, chacune de ces files supporte une même fraction de la charge.

Il en résulte que chaque unité de section de la tige supportera une charge $\frac{P}{\Omega}$, et cette charge unitaire devant être au plus égale à la résistance pratique R_p, nous écrirons :

$$R_p = \frac{P}{\Omega} \qquad (1)$$

d'où :

$$\Omega = \frac{P}{R_p} \qquad (2)$$

Allongement.

L'expérience prouve que si la charge appliquée reste dans les limites de l'élasticité, c'est-à-dire que si l'application de cette charge n'est pas susceptible d'altérer l'élasticité de la tige, l'allongement se produit dans les conditions suivantes :

1°. Il est proportionnel à la charge appliquée ;

2°. Il est proportionnel à la longueur initiale de la tige et inversement proportionnel à sa section ;

3°. Il est inversement proportionnel au module d'élasticité longitudinale.

Ce qui peut se traduire par l'expression :

$$l = P \times \frac{L}{\Omega} \times \frac{1}{E} \qquad (3)$$

On remarquera que cette expression n'est autre que l'égalité (1) (§. 4) transformée.

De

$$E = \frac{PL}{\Omega\, l}$$

on tire en effet :

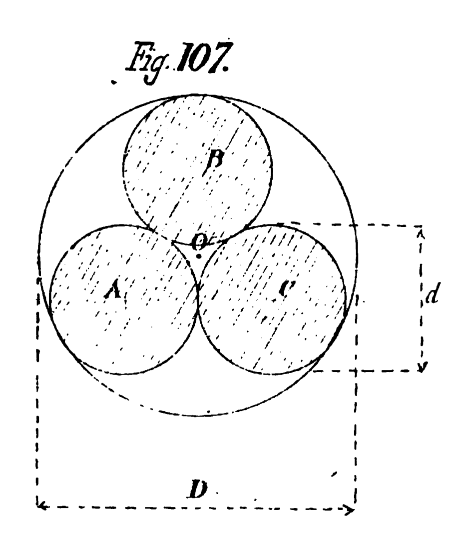
$$l = \frac{PL}{\Omega E} \qquad (4)$$

Les équations (1) et (4) sont les formules fondamentales de la résistance à la traction.

On les emploiera chaque fois que le poids propre de la barre sera relativement faible par rapport à la charge extérieure appliquée. Ce sera le cas dans un grand nombre de calculs, notamment pour les tirants et les tendeurs employés en charpente métallique et généralement pour tous les organes ou détails de machines travaillant à la traction simple.

110. — Cordes en chanvre. — Les cordes en chanvre sont ordinairement constituées par trois torons formant ensemble une torsade dont la section droite est représentée par la figure 107.

Fig. 107.



On les fabrique plus ou moins serrées suivant l'usage auquel elles sont destinées. Les cordes serrées sont employées comme câbles fixes ou dans les cas où l'enroulement a lieu sur de grands diamètres. Les cordes lâches ou peu serrées sont réservées aux enroulements sur de petits diamètres.

On admet comme résistance pratique : pour les câbles serrés, 2 kilogr. par millimètre carré ; et pour les câbles lâches, 1k,33 environ.

Les cercles de centres A, B, C, et de diamètre d, représentant les sections des trois torons, la circonférence circonscrite, O, a pour diamètre D le diamètre apparent de la corde et l'on peut écrire approximativement :

$$D = 2,15\, d.$$

La section utile de la corde Ω est égale à celle de trois cercles de diamètre d :

$$\Omega = \frac{3\pi d^2}{4}$$

ou, en remplaçant d par sa valeur $\frac{D}{2,15}$:

$$\Omega = \frac{3\pi}{4} \cdot \frac{D^2}{2,15^2} = 0,5\,D^2 \text{ environ.}$$

Si P est la charge supportée par la corde, nous aurons :

$$P = \Omega\, R_p = 0,5\,D^2 R_p.$$

ce qui nous donne le diamètre extérieur du câble :

$$D = \sqrt{\frac{P}{0,5 R_p}} = \sqrt{\frac{2P}{R_p}}$$

En remplaçant R_p par les chiffres indiqués plus haut, nous aurons :

1° – Pour les cordes serrées :

$$D = \sqrt{\frac{2P}{2}} = \sqrt{P}$$

2° – Pour les cordes lâches :

$$D = \sqrt{\frac{2P}{1,33}} = 1,22\sqrt{P}$$

De ces deux résultats, on tire :

1° – Pour les cordes serrées :

$$P = D^2$$

2° – Pour les cordes lâches :

$$P = 0,7\,D^2 \text{ environ.}$$

Or, il est à remarquer que le poids par mètre p des cordes en chanvre est :

1° – Pour les cordes serrées :

$$p = 0,001\,D^2$$

2° – Pour les cordes lâches :

$$p = 0,0007\,D^2.$$

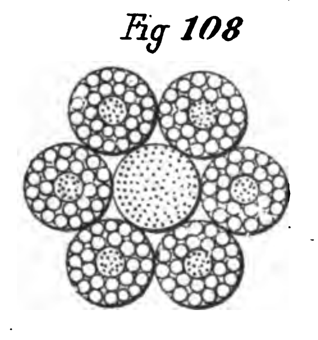
On voit que le rapport $\frac{P}{p}$ est, dans les deux cas, égal à 1000 et que l'on peut écrire pour les cordes serrées comme pour les cordes lâches:

$$P = 1000\ p.$$

Une corde en chanvre peut donc supporter en toute sécurité une charge égale à 1000 fois son poids par mètre. Dans les treuils d'extraction de mines, on donne aux tambours un diamètre égal à trente fois au moins le diamètre de la corde.

111. — **Câbles métalliques.** — Les câbles métalliques sont constitués par un nombre variable de torons de fils d'acier ou de fer, torsadés autour d'une âme en chanvre, qui a pour effet de donner de la souplesse à l'ensemble.

Fig 108



Chaque toron comprend lui-même une âme en chanvre autour de laquelle sont enroulés les fils métalliques. Dans le calcul des câbles, on doit toujours négliger la résistance des âmes en chanvre.

Si le câble est composé, en tout, de n fils métalliques de diamètre d, la section utile est:

$$\Omega = n\ \frac{\pi\ d^2}{4}$$

En appelant P la charge appliquée et R_p la résistance pratique, on a:

$$\Omega\ R_p = P.$$

ou :

$$\frac{n \pi d^2}{4} R_p = P ;$$

d'où l'on tire :

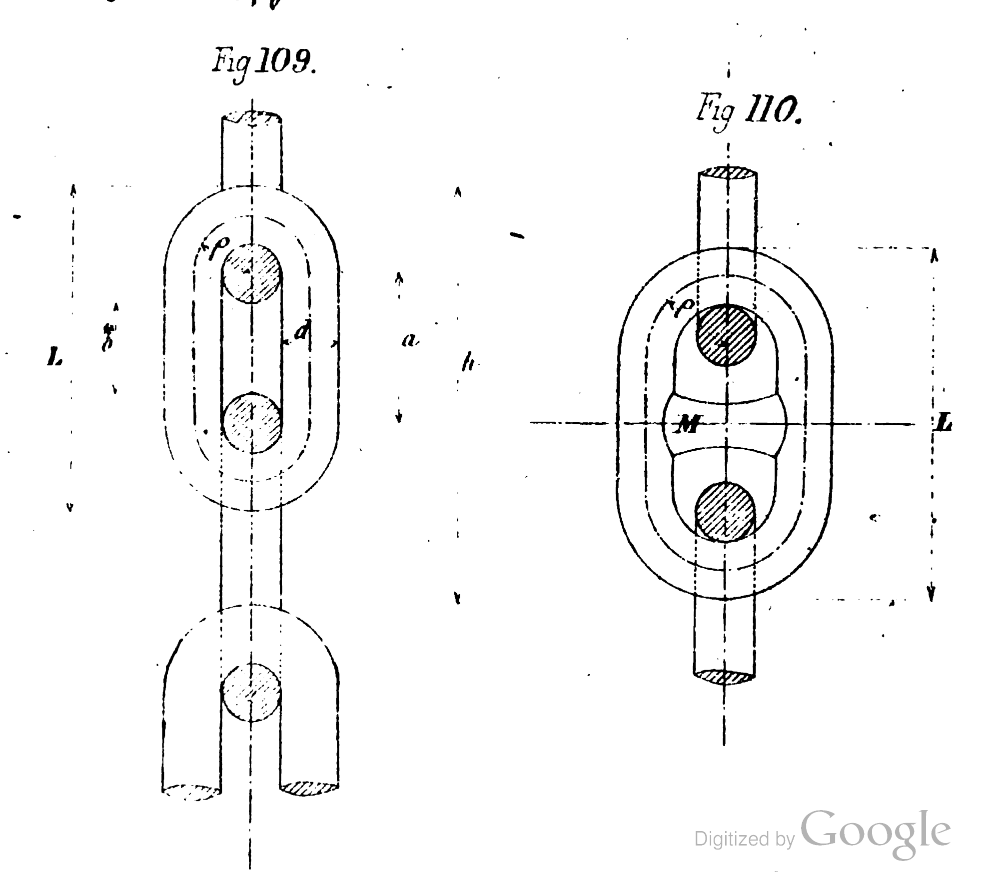
$$d = \sqrt{\frac{4P}{n\pi R_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{P}{n R_p}}$$

ou bien :

$$n = \frac{4P}{\pi d^2 R_p} = 1,27 \frac{P}{d^2 R_p}$$

112. — Chaînes. — Nous ne considérerons que les chaînes dont les maillons ont été soudés au moment de leur fabrication.

Les chaînes sont à maillons ouverts ou à maillons étançonnés (fig. 109 et 110).



Les principales dimensions qui déterminent le maillon d'une chaîne sont :

1°. – Le diamètre d du fil de fer ou d'acier avec lequel la chaîne est fabriquée ;

2°. – La longueur totale L du maillon ;

3°. – La longueur de la partie droite a ;

4°. – Le rayon de courbure ρ de la partie arrondie ;

5°. – Le pas de la chaîne h, ou distance entre les points identiques de deux maillons ayant la même orientation.

Si P est la charge supportée par la chaîne, on doit répartir cette charge sur les deux sections du maillon. Et

$$R_p = \frac{4P}{2\pi d^2}$$

R_p doit varier de 3 à 5 kgr. pour du fer suivant la qualité de celui-ci, les chaînes doivent, sans déformation permanente, résister à des charges d'essai de 14 à 15 kilogr. par m/m^2

113. – Résistance des enveloppes cylindriques. – Quand une enveloppe cylindrique (réservoir ou chaudière) est soumise à une pression, intérieure ou extérieure, résultant de l'action d'un gaz comprimé ou d'un liquide en charge, cette enveloppe tend suivant le sens de l'action, soit à se déchirer, soit à s'écraser, et la rupture se produit, suivant toute logique, dans la ou les sections qui opposent à la désagrégation moléculaire la moindre résistance.

Soit, par exemple, un réservoir cylindrique A

(fig. 111), soumis à une pression effective intérieure de p kilogrammes par unité de surface, cette pression effective p étant la différence entre les deux pressions absolues, intérieure et extérieure, p_1 et p_0 :

$$p = p_1 - p_0.$$

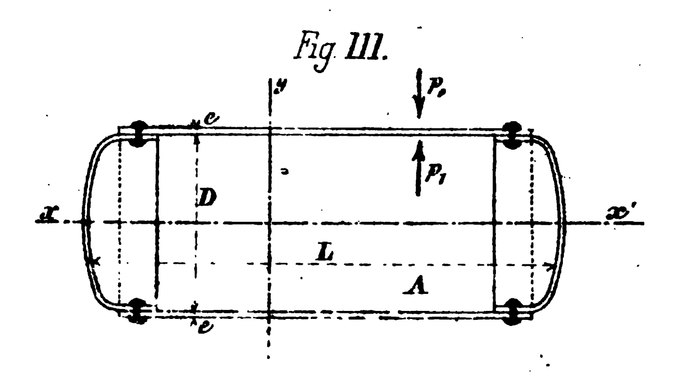


Fig. 111.

(La pression p_0 est généralement la pression atmosphérique).

Soient D le diamètre intérieur du réservoir, e l'épaisseur de sa paroi et L sa longueur (qui n'interviendra pas dans les calculs, ainsi qu'on le verra plus loin).

La rupture de l'enveloppe peut se produire de deux façons :

1° — Suivant un plan diamétral, c'est-à-dire comprenant l'axe xx' ;

2° — Suivant une section droite, de trace yy'.

La fatigue du métal suivant un plan diamétral est donnée par la formule :—

$$Rp = \frac{pD}{2e} \qquad (1)$$

d'où l'on tire l'épaisseur :

$$e = \frac{pD}{2Rp} \qquad (2)$$

en appelant p la pression intérieure par unité de surface et D le diamètre de la chaudière.

L'épaisseur d'une chaudière ou d'un réservoir doit donc être proportionnelle à la pression unitaire qu'elle supporte, ainsi qu'à son diamètre et inversement proportionnelle à la résistance pratique du métal dont elle est formée.

Recommandation importante. — Dans l'emploi des formules (1) et (2), il est nécessaire (afin d'éviter des erreurs grossières dans les résultats), d'exprimer toujours avec la même unité de longueur les dimensions D et e ; d'autre part, il faut que les valeurs p et Rp soient prises par rapport à la même unité de surface.

En d'autres termes :

Si, dans la formule (1), on exprime D et e, dans la même unité de longueur, Rp sera obtenu par rapport à la même unité de surface que p.

Et si, dans la même formule (2), on exprime p et Rp par rapport à la même unité de surface, e sera obtenu dans la même unité de longueur que D.

114. — **Fatigue suivant une section droite.** — Si l'on suppose la rupture possible suivant une section droite de l'enveloppe cylindrique, on comprend qu'elle se produira sous l'action de la pression exercée sur le fond du réservoir.

Cette pression aura pour valeur :

$$p \times \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad (1)$$

Elle sera équilibrée par les efforts moléculaires développés dans la section droite. En supposant l'épaisseur très faible par rapport au diamètre, cette section droite sera $\pi D \times e$ et la somme des efforts moléculaires sera, pour la résistance pratique :

$$\pi D \times e \times Rp \qquad (2)$$

Égalons les deux valeurs (1) et (2) et simplifions, on a :

$$\frac{p \times D}{4} = e \times Rp$$

d'où :

$$Rp = \frac{p \times D}{4e} \qquad (3)$$

et :

$$e = \frac{p \times D}{4 R p} \qquad (4)$$

En comparant ces résultats avec ceux des formules (1) et (2) du paragraphe précédent, on voit que la fatigue moléculaire est deux fois moindre suivant une section droite que suivant les génératrices et qu'en conséquence la rupture ne se produira jamais suivant une section droite. C'est d'ailleurs ce que confirme

l'expérience. Toutes les explosions de chaudières ou de réservoirs se produisent, en général, par arrachement suivant une ou deux génératrices.

§ 3. _ Compression

115. _ Généralités. _ Une pièce travaille par compression quand la résultante des forces qui lui sont appliquées tend à la raccourcir et se trouve dirigée suivant le plus grand axe de la pièce.

Le plus souvent, les pièces comprimées subissent en même temps un effort de flexion. Cependant, quand on prend la précaution de les maintenir latéralement afin qu'elles ne puissent fléchir, ou encore lorsque les pièces sont courtes et que la flexion devient négligeable, l'expérience montre que les lois de la compression sont les mêmes que celles de l'extension : le raccourcissement est proportionnel à la charge appliquée et à la longueur primitive et il est inversement proportionnel à la section transversale et au module d'élasticité.

Si l est le raccourcissement, P la charge totale, L la longueur primitive, ω la section et E le module d'élasticité, on a :

$$l = \frac{PL}{\omega E}$$

ou encore :

$$\frac{P}{\omega} = E\frac{l}{L} \quad \text{ou} \quad R = Ei.$$

R étant la charge par unité de section et i le raccourcissement par unité de longueur.

116. — <u>Colonnes en fonte et en fer.</u> — Pour calculer les colonnes en fonte, il faut tenir compte de leur hauteur, le danger de voilement étant d'autant plus grand que la colonne est plus haute pour une même section transversale.

On a déterminé par l'expérience les charges par unité de surface qu'on peut faire supporter en sécurité entre la hauteur et la plus petite dimension de la base.

Le tableau suivant résume les résultats obtenus :

Rapport entre la hauteur et la plus petite dimension de la base.	Charge pratique de sécurité par centimètre carré de section.
De 1 à 5	.... 1200 kilogrammes.
12	.... 1000 "
16	.... 850 "
20	.... 720 "
24	.... 600 "
28	.... 500 "
30	.... 420 "
36	.... 350 "
40	.... 270 "
48	.... 200 "
60	.... 100 "

Dans les limites de l'élasticité, les colonnes en fonte (à égalité de sections) résistent mieux que les colonnes en fer aux efforts de compression : elles ne s'écrasent que sous une charge à peu près double de celle qui fait rompre les colonnes en fer. Leur emploi comme supports est donc tout indiqué. Toutefois, il faut remarquer que, pour une même charge, les colonnes en fonte se raccourcissent deux fois plus que les colonnes en fer, ce qui, dans certains cas, peut présenter de sérieux inconvénients.

Pour cette raison, on doit préférer le fer ou l'acier pour tous les organes qui sont susceptibles d'être alternativement comprimés ou tendus.

Pour le calcul des colonnes de fer, on peut employer le tableau suivant :

Rapport entre la hauteur et la plus petite dimension de la base.	Charge pratique de sécurité par centimètre carré de section.
De 1 à 5	600 kilogrammes.
12	500 "
16	425 "
20	360 "
24	300 "
28	250 "
30	210 "
36	175 "
40	135 "
48	100 "
60	50 "

117. — **Poteaux en bois.** — La résistance à la compression des poteaux en bois diminue (comme pour les colonnes en fonte et en fer) au fur et à mesure que leur hauteur augmente par rapport à la base.

On a établi, pour les poteaux en bois, l'échelle de cette diminution de résistance en prenant comme unité la résistance d'un bloc en bois de forme cubique.

On pourra consulter le tableau suivant :

Rapport entre la hauteur et la plus petite dimension de la base.	Rapport des Résistances	Charge permanente de sécurité en kilog. par centimètre carré (Chêne)
1	1	60
12	0,83	50
24	0,50	30
36	0,33	20
48	0,17	10
60	0,08	5
72	0,04	2,5

Les résistances à l'écrasement pouvant être prises égales à 450 kgr. par centimètre carré, pour le chêne et à 400 kgr. pour le sapin. On voit donc que les charges permanentes de sécurité sont comprises entre le 1/8 et le 1/10 de la charge d'écrasement.

§ 4. — Flexion.

§ 4. – Flexion.

118. – Généralités. – Un corps travaille par flexion lorsque les efforts auxquels il est soumis tendent à le courber.

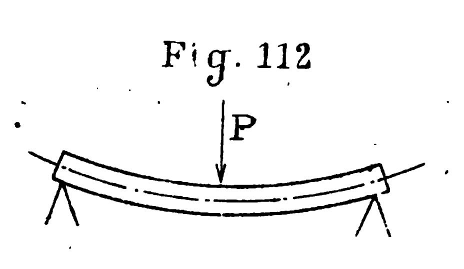


Fig. 112

Lorsqu'un solide posé horizontalement sur deux appuis est soumis à l'action d'un effort qui tend à le fléchir (fig. 112), la face supérieure devient concave et la face inférieure convexe.

Les fibres placées du coté de la surface convexe s'allongent, celles placées du côté de la face concave raccourcissent.

Il existe donc une fibre qui fléchit sans changer de longueur, cette fibre s'appelle fibre neutre.

Il faut admettre pour le calcul des pièces travaillant en flexion que:

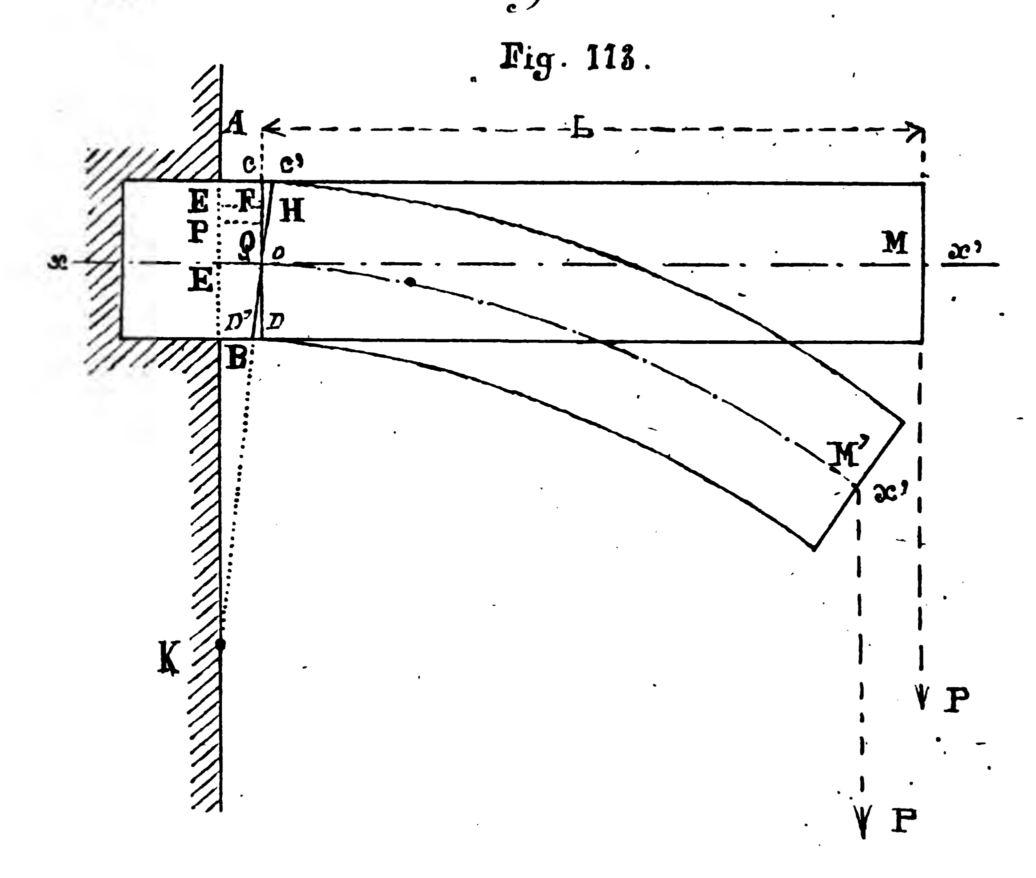
1°. – Le module d'élasticité est le même à l'extension et à la compression;

2°. – Que les éléments qui, avant la flexion, étaient dans un même plan, perpendiculaire à l'axe du solide, sont, après la flexion, dans un même plan normal à l'axe fléchi, sans que, pour cela, l'aire de la section ait été modifiée.

Cette hypothèse n'est admissible que si la fatigue reste inférieure à la limite d'élasticité.

119. — Formules générales. — Considérons une pièce AM (fig. 113) encastrée à l'une de ses extrémités A et supportant à l'autre une charge P.

Fig. 113.



Sous l'influence de la charge P le solide fléchit jusqu'à ce que les forces moléculaires, qui augmentent avec la déformation, acquièrent des intensités suffisantes pour faire équilibre aux forces extérieures.

Soit AM' la forme du solide lorsque cet équilibre est réalisé. Pendant la flexion une section CD normale à l'axe et très voisine de la section d'encastrement, est venue occuper la position C'D' normale

à l'axe xx' par un mouvement de rotation autour de l'axe O, lequel est l'intersection du plan de la section et du plan de la fibre neutre.

Les fibres de la partie OC' sont allongées et les fibres de la partie OD' sont comprimées. Le solide étant en équilibre, chaque section considérée séparément est en équilibre sous l'influence des forces extérieures qui tendent à augmenter la déformation et des forces moléculaires développées dans toute l'étendue de la section et qui s'opposent à cette déformation. La somme algébrique des moments des forces moléculaires, par rapport à l'axe O, doit donc être égale à la somme des moments des forces extérieures.

Pour écrire cette équation, il est nécessaire de déterminer les intensités des forces intérieures. Pour cela considérons la portion EF d'une fibre limitée aux sections AB et CD, pendant la flexion cette portion de fibre s'est allongée d'une quantité FH laquelle correspond à un allongement linéaire.

$$i = \frac{FH}{EF}$$

Si nous désignons par F la tension supportée par l'élément de fibre EF et par σ la section droite de cette fibre, sa tension $\frac{F}{\sigma}$ par unité de surface sera donnée par la formule générale $R = Ei$ de laquelle il vient :

$$\frac{F}{\sigma} = Ei = E \times \frac{FH}{EF} \qquad (1)$$

Quelle que soit la courbure de la pièce, on peut

toujours, entre deux sections infiniment voisines, la considérer comme circulaire; si donc on désigne par ρ la distance de la fibre EF au point de rencontre K des deux normales, et par N la distance de la fibre EF à la fibre E'O, les triangles semblables KOE' et OFH permettent d'écrire:

$$\frac{FH}{EF} = \frac{OH \text{ ou } V}{OK \text{ ou } \rho}$$

Remplaçant dans (1) $\frac{FH}{EF}$ par sa valeur $\frac{V}{\rho}$ il vient:

$$F = \frac{EV}{\rho}$$

d'où:

$$F = a\, V \times \frac{E}{\rho}$$

qui est la force moléculaire développée dans la portion de fibre EF.

On démontrerait de même que la force moléculaire F_1 développée dans la portion de fibre PQ, de section a_1 située à une distance V_1 du plan de la fibre neutre est:

$$F_1 = a_1 \quad V_1 \frac{E}{\rho}$$

de même $F_2 = a_2 \quad V_2 \frac{E}{\rho}$

....

$$F_n = a_n\, V_n \frac{E}{\rho}$$

Pour l'équilibre de la section CD, il faut que la somme des moments des forces moléculaires, telles que F, par rapport à l'axe projeté en O soit égale à la

somme des moments des forces extérieures.

Or, ces forces étant perpendiculaires au plan de la section, les distances respectives de leurs points d'application à l'axe sont :

$$V, V_1, V_2 \ldots\ldots V_n$$

La somme des moments des forces moléculaires est donc :

$$FV + F_1V_1 + \ldots\ldots\ldots F_n V_n$$

Ou, en remplaçant les lettres par leurs valeurs :

$$aV^2\frac{E}{\rho} + a_1V_1^2\frac{E}{\rho} + \ldots\ldots a_nV_n\frac{E}{\rho}$$

Une telle somme peut s'effectuer à l'aide des mathématiques spéciales et a pour expression, PL étant le moment de P :

$$PL = \frac{E}{\rho}\Sigma aV^2 \quad (2)$$ (Σ lettre grecque qui, se prononçant "Sigma" veut dire : somme).

Dans cette expression ΣaV^2 exprime le moment d'inertie de la section CD par rapport à l'axe projeté en O ; et en désignant ce moment d'inertie par I, nous aurons :

$$\frac{EI}{\rho} = PL$$

PL qui représente la somme des moments des forces extérieures par rapport à la section considérée, est le moment fléchissant des forces extérieures qui se représente par μ (mu).

On peut donc écrire :

$$\frac{EI}{\rho} = \mu \quad (2)$$

ρ est le rayon de courbure, en O_1 de la fibre neutre déformée, puisque le point K est le point de rencontre de deux normales infiniment voisines. Ce rayon est donné par la formule (2), laquelle donne:

$$\rho = \frac{EI}{\mu}$$

Si, dans la formule $F = aV\frac{E}{\rho}$, qui donne la fatigue d'un élément de fibre situé à une distance V du plan de la fibre neutre, nous remplaçons ρ par sa valeur, il vient:

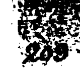
$$F = aV\frac{E}{EI} = \frac{aV\mu}{I}.$$

d'ou:
$$\frac{F}{a} = \frac{\mu}{I}$$

Le rapport $\frac{F}{a}$ représente la fatigue par unité de surface, en désignant cette fatigue par R, nous aurons:

$$R = \frac{V\mu}{I}$$

Cette formule montre que la tension est nulle sur les fibres de la couche neutre pour lesquelles $V=0$ qu'elle augmente à mesure qu'on s'éloigne de ce plan, au-dessus et au-dessous, et qu'elle atteint ses deux maxima pour les faces inférieures et supérieures de la pièce, pour lesquelles V est maximum; comme V est positif en dessus et négatif en-dessous du plan de la couche neutre, la pression change de signe en même



temps ; c'est-à-dire passe de l'extension à la compression.

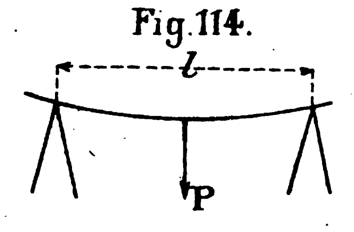
On voit également que la fatigue d'une fibre quelconque est directement proportionnelle au moment fléchissant et inversement proportionnelle au moment d'inertie de la section.

Pour que cette fatigue soit aussi réduite que possible, il y a avantage à augmenter le moment d'inertie de la section, et, par suite, à reporter la matière aussi loin que possible de l'axe d'inertie.

120. — Expression des moments fléchissants dans les principaux cas usuels.

— Poutres reposant sur deux appuis (fig. 114).

Fig. 114.

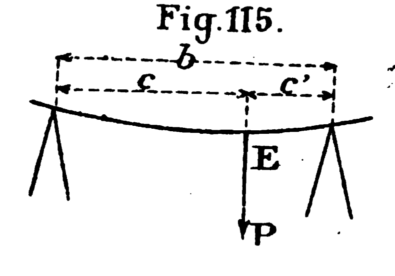


$$\mu = \frac{Pl}{4}$$

Si P n'est pas au milieu de l en E par exemple, (fig. 115) :

$$\mu = \frac{P \times c \times e'}{l}$$

Fig. 115.



Poutre encastrée à une extrémité et reposant sur un appui par l'autre extrémité (fig. 116) :

En A : $\quad \mu = \frac{3}{16} Pl$

En B : $\quad \mu = \frac{5}{32} Pl$

Fig. 116.

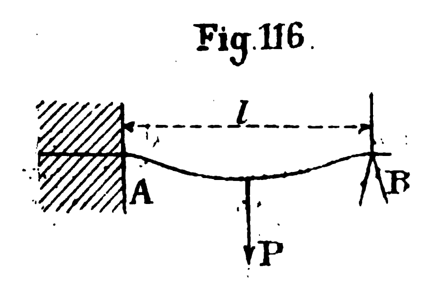
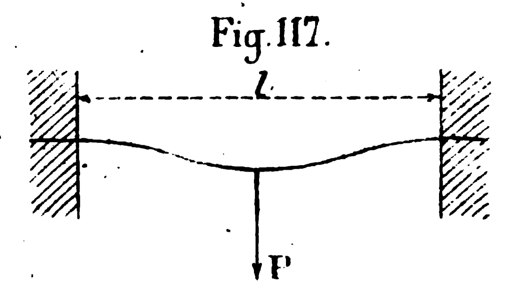


Fig. 117.



Poutre encastrée aux deux extrémités (fig. 117) :

$$\mu = \frac{Pl}{8}$$

121. — Calcul d'une dent d'engrenage.

— La section la plus fatiguée est la section d'encastrement.

Fig. 118.

Dans la formule :

$$Rp = \frac{v\mu}{I}$$

le moment d'inertie I est égal à $\frac{ab^2}{12}$,

$v = \frac{b}{2}$ et $\mu = Pl$,

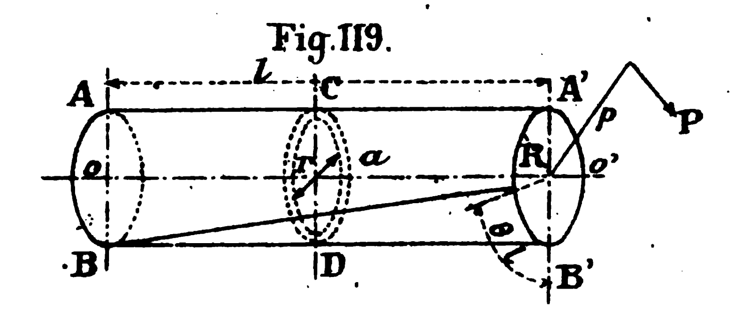
il vient :

$$Rp = \frac{6Pl}{ab^2}$$

§ 5. – Torsion.

122. – **Généralités.** — Lorsqu'une pièce est soumise à l'action de couples qui tendent à la faire tourner autour de son axe géométrique, on dit qu'elle travaille par torsion.

Fig. 119.



Soit un cylindre (fig. 119) d'axe OO' encastré dans la section AB et soumis dans le plan de la section A'B' à l'action de la force P agissant à l'extrémité du levier de longueur p.

Sous l'influence de cette force P le solide se tord, c'est-à-dire que les tranches infiniment minces qui le constituent tournent les unes par rapport aux autres autour de l'axe OO' et cela jusqu'à ce que les forces moléculaires qui se développent fassent équilibre à la force extérieure P.

Il faut donc que la somme des moments des forces extérieures par rapport à l'axe soit égale à la somme des moments des forces moléculaires.

Pour écrire cette équation d'équilibre, il est nécessaire de déterminer les intensités des forces moléculaires.

Pour cela, nous admettons :

1°. — Que toute section, faite par un plan perpendiculaire à l'axe, reste plane en conservant ses dimensions ;

2°. — Que la distance de deux sections ne varie pas de sorte que la longueur du solide reste la même ;

3°. — Que l'angle dont chaque section tourne autour de l'axe par rapport à la précédente, reste constant dans toute l'étendue du solide.

De ceci il résulte que : le déplacement angulaire total est proportionnel à la longueur du solide considéré, puisqu'il est la somme des déplacements élémentaires successifs.

Si nous désignons par θ, exprimé en longueur d'arc, le déplacement angulaire relatif de deux sections distantes de l'unité et par l la longueur du cylindre, le déplacement angulaire de la section $A'B'$ par rapport à AB sera θl. Le déplacement circonférentiel de l'extrémité d'une fibre située à une distance R de l'axe sera $\theta l R$.

Considérons une section CD, et sur cette section un élément de surface a situé à une distance r de l'axe de torsion.

Sous l'influence de la force P l'élément a glisse sur l'élément correspondant de la section voisine, si nous représentons par R_t la résistance qui

s'oppose à ce glissement ($R_t \times a$) représentera l'intensité de la force moléculaire développée dans l'élément a.

La résistance R_t est proportionnelle à l'angle de torsion Θ, à la distance de l'élément considéré à l'axe, et au coefficient G ou module de torsion de la matière employée, (G a pour valeur les $\frac{2}{5}$ du module d'élasticité longitudinale de la matière employée), et s'exprime :

$$R_t = G\,\Theta r \quad \text{d'où} \quad G\Theta = \frac{R_t}{r} \qquad (1)$$

Si nous désignons par $a, a_1, a_2, \ldots\ldots a_n$ les différents éléments représentés sur la circonférence de rayon r, les forces moléculaires appliquées à ces différents éléments auront pour valeurs :

$$G\Theta\, r a, \; G\Theta\, r a_1, \ldots\ldots\ldots G\Theta\, r a_n$$

et leurs moments, par rapport à l'axe OO', serait :

$$G\Theta\, r^2 a, \; G\Theta\, r^2 a_1, \ldots\ldots\ldots G\Theta\, r^2 a_n .$$

La somme des moments des forces moléculaires est donc $\Sigma\, G\Theta\, r^2 a$ ou $G\Theta \Sigma\, a r^2$.

Or $\Sigma\, a r^2$ est le moment d'inertie polaire I_o de la section CD par rapport à l'axe OO'. La somme des moments des forces moléculaires est donc :

$$G\Theta I_o$$

L'équation d'équilibre est donc :

$$Pp = G\Theta I_o \qquad (2)$$

Remplaçant GO par sa valeur (1) il vient :

$$Pp = \frac{R_t}{2} I_o \quad d'où \quad R_t = \frac{Pp\,2}{I_o}$$

R_t est proportionnelle au produit Pp, lequel a reçu le nom de couple de torsion, et inversement proportionnelle au moment d'inertie polaire de la section. Il y a donc avantage à employer des solides ayant un grand moment d'inertie, et, par conséquent, à éloigner la matière de l'axe de torsion.

123. — Calculs à la torsion d'un arbre de transmission.

— Un arbre de transmission peut être considéré comme un solide encastré dans la section à laquelle est appliqué l'effort résistant et soumis à un couple de torsion situé dans la section où s'exerce l'effort moteur.

Si nous appliquons la formule générale établie plus haut :

$$R_t = \frac{P.p.\,r}{I_o}$$

à la section cylindrique pour laquelle :

$$I_o = \frac{\pi r^4}{2}$$

il vient :

$$R_t = \frac{P.p.\,r}{\pi\, r^4} = \frac{2\,P.p}{\pi\, r^3}$$

ou, en fonction du diamètre d :

$$R_t = \frac{16\,P.p}{\pi\, d3}$$

d'où :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,P.p}{\pi.\,R_t}}$$

ou, en sortant les constantes du radical :

$$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{Pp}{R_t}}$$

Dans cette formule, R_t doit être pris égal aux $\frac{4}{5}$ seulement de la résistance pratique à la traction.

D'autre part, il faut exprimer p et R_t par rapport à la même unité de longueur et de surface. Il faut aussi exprimer P et Rp avec la même unité de poids.

A ces deux conditions, le diamètre d sera exprimé avec l'unité de longueur de p.

124 — Cisaillement. — Un corps est soumis dans une de ses sections, à un effort transversal de glissement ou de cisaillement, lorsque la force extérieure agit dans le plan de cette section.

On admet que l'effort tranchant se répartit uniformément dans toute l'étendue de la section; alors si ω est la surface, si P est l'effort tranchant, l'intensité R de la pression moléculaire qui en résulte est donnée par la formule :

$$R = \frac{P}{\omega}$$

ou

$$R_e = \frac{P}{\omega}$$

d'où

$$\omega = \frac{P}{R_e}$$

La limite d'élasticité est atteinte lorsque R_e est égale aux 8/10 de la plus petite des deux charges limites de traction et de compression.

Ainsi pour le fer, la limite d'élasticité à la traction ou à la compression est de 15 Kgr.

$R_e = 0,8 \times 15 = 12$ kgr.

Chapitre VII.

Chapitre VII.

Moteurs ou Récepteurs hydrauliques.

§ 1er – Principes élémentaires.

125. – Généralités. – L'hydraulique est la partie de la mécanique qui a pour objet l'étude des lois de l'équilibre et du mouvement des liquides.

Elle comprend deux grandes divisions :

1°. – L'hydrostatique, qui établit les conditions d'équilibre des liquides en repos relatif par rapport aux vases qui les contiennent.

2°. – L'hydrodynamique, qui traite spécialement du mouvement des liquides.

La propriété fondamentale des liquides est leur incompressibilité.

126. – Principes d'hydrostatique. – Lorsqu'un liquide est au repos :

1°. – La surface supérieure est horizontale et ne supporte d'autres pressions que les pressions extérieures.

2°. – La pression par unité de surface est la même dans toutes les directions autour d'un même point

3°. – Si, dans l'intérieur d'un liquide, on considère différents éléments situés sur un plan parallèle à la surface libre, la pression par unité de surface est la même pour tous ces éléments ; elle est égale à la pression supportée par unité de surface par la surface libre, augmentée du poids d'une colonne liquide ayant pour base l'unité de surface et pour hauteur la distance du plan des éléments considérés à la surface libre.

4°. – La différence des pressions par unité de surface, supportées par deux éléments inégalement distants de la surface libre, est égale au poids d'une colonne liquide ayant pour base l'unité de surface et pour hauteur la différence des distances des éléments considérés à la surface libre.

5°. – La pression sur une surface plane inclinée est égale au produit de l'aire de la surface donnée par la pression exercée par unité de surface sur son centre de gravité.

127. – Principe d'Archimède. – Tout corps immergé, complètement ou non, dans un liquide, éprouve, de la part de celui-ci, une poussée de bas en haut. L'intensité de cette poussée est égale au poids du volume de liquide déplacé par le corps; son point d'application (centre de pression) est le centre de gravité du volume du liquide déplacé.

Ce principe s'énonce encore : Tout corps plongé dans un liquide perd de son poids, un poids égal à celui du liquide déplacé.

Si P est le poids du corps, V son volume et δ la densité du liquide, on peut avoir :

1°. – $P = \delta V$; le corps sera en équilibre dans le liquide dès que son centre de gravité et le centre de pression se trouveront sur une même verticale.

2°. – $P < \delta V$; le corps est sollicité de bas en haut par la résultante $(P - \delta V)$ qui tend à le faire remonter à la surface. Il sera en équilibre lorsque son volume immergé ne sera plus que V' satisfaisant à la relation $P = \delta V'$.

3°. – $P > \delta V$; le corps est sollicité de haut en bas par la résultante $(\delta V - P)$ et descendra dans le liquide jusqu'à ce qu'il repose sur le fond du vase.

Lorsque le corps plongé est homogène, son centre de gravité se confond avec le centre de poussée de sorte que si $P = \delta V$, le corps se trouve en équilibre indifférent au sein du liquide.

128. – Hydrodynamique. – Généralités. –

Le mouvement des liquides peut être permanent ou varié.

Les calculs relatifs à l'écoulement des liquides sont basés sur les trois hypothèses suivantes :

1°. – Parallélisme des tranches ;

2°. – Continuité du mouvement ;

3°. – Fluidité parfaite.

129. – Théorème de Bernouilli. –

Soit ABCD, l'espace occupé par une portion de courant liquide en

mouvement permanent (fig. 120).

Si l'on admet que :

1°. Toutes les molécules qui traversent la section AB possèdent une même vitesse v, et que toutes celles passant dans la section CD ont toutes une même vitesse v' ;

2°. En passant de AB en CD, les molécules glissent les unes sur les autres ;

3°. Le frottement résultant de ce glissement et celui du filet liquide contre les corps liquides ou solides qui l'entourent peuvent être négligés ;

Fig 120.

Si Ω et p sont respectivement l'aire de la section AB et la pression moyenne par unité de surface, Ω' et p', les mêmes éléments concernant la section CD ; le poids spécifique du liquide et g l'accélération due à la pesanteur $= 9{,}808$, on a :

$$Z + \frac{p}{w} + \frac{v^2}{2g} = Z' - \frac{p'}{w} - \frac{v'^2}{2g}.$$

Ce qui s'énonce : dans un courant liquide en mouvement permanent et abstraction faite des frottements, la hauteur $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ due à la vitesse dans une section, la hauteur $\frac{p}{w}$ représentant la pression dans cette section et la hauteur (Z) du centre de gravité de cette section au-dessus

d'un plan horizontal forment une somme constante.

130. — **Écoulement des liquides. — Orifices en mince paroi.** — Un orifice est considéré comme étant en mince paroi lorsque l'épaisseur de celle dans laquelle il est pratiqué est moindre que la moitié de la plus petite de ses dimensions.

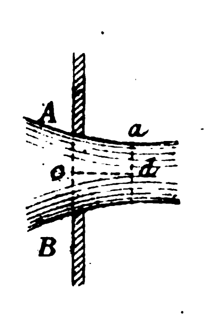


Fig. 121.

À la sortie de l'orifice (fig. 121) les filets qui occupent toute la section AB convergent jusqu'à une certaine distance cd où ils deviennent sensiblement parallèles. Dans la section ab, dite section contractée, les molécules possèdent des vitesses qui peuvent être considérées comme égales.

a) — **Écoulement par un petit orifice en mince paroi.** — Si O est un orifice à bords très minces (fig. 122) pratiqué dans la paroi d'un vase rempli d'un liquide constamment maintenu au niveau N.

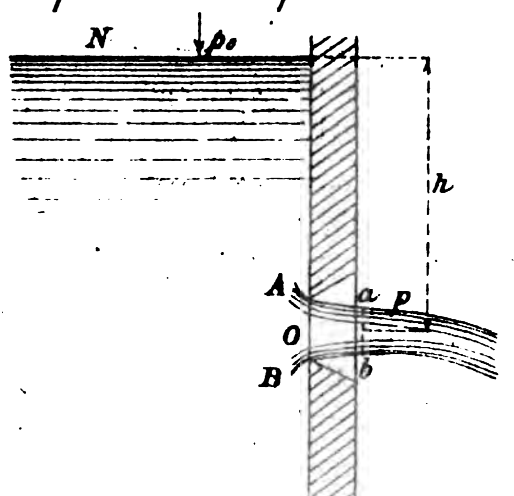


Fig 122.

Si la section de l'orifice O est assez réduite pour qu'on puisse considérer comme nulle la vitesse du liquide dans le

vase aux abords de l'orifice, cette vitesse étant très petite par rapport à celle du liquide à sa traversée de l'orifice.

Si p est la pression, par unité de surface, que reçoit la veine dans la section ab; p_0 la pression qui s'exerce à la surface libre du liquide; V la vitesse commune des filets dans la section contractée, on a:

$$V = \sqrt{2g\left(\frac{p_0}{\delta} - \frac{p}{\delta} + h\right)}$$

En général, on a:

$$p = p_0 = \text{pression atmosphérique};$$

d'où:

$$V = \sqrt{2gh} \qquad (1)$$

c'est-à-dire que la vitesse du liquide dans la section contractée est la même que si le liquide tombait librement et verticalement du niveau N.

L'exactitude de cette formule a été établie expérimentalement par Torricelli.

La hauteur h se nomme la charge génératrice de la vitesse V.

En désignant par Ω' l'aire de la section contractée ab, le volume qui s'écoule dans l'unité de temps, c'est-à-dire la dépense de l'orifice, est donnée par:

$$Q = \Omega' V = \Omega' \sqrt{2gh} \qquad (2)$$

La détermination de Ω' ne saurait se faire très facilement dans tous les cas; mais on a établi expérimentalement la valeur m du rapport existant entre l'aire Ω de l'orifice et celle Ω' de la section contractée;

on a trouvé que très sensiblement :

$$m = \frac{\Omega'}{\Omega} = 0,62.$$

Par suite, pour un petit orifice en mince paroi :

$$Q = m\,\Omega\,\sqrt{2gh} = 0,62\,\sqrt{2gh}.$$

b). — Écoulement par un grand orifice en mince paroi. — Les relations (1) et (2) sont encore applicables à la condition de prendre pour valeur de la charge génératrice h la distance du centre de gravité de l'orifice à la surface libre du liquide.

Toutefois, la valeur de m varie assez sensiblement avec h et la hauteur de l'orifice. Les expériences de Poncelet et de Lesbros, pour les orifices rectangulaires ; de Hamilton Smith, pour les orifices carrés et circulaires, ont donné, pour m, les résultats ci-après :

2°. — Écoulement en déversoir. — Un déversoir est une saillie élevée en travers d'un courant liquide et par dessus laquelle s'effectue l'écoulement.

Le seuil S est généralement horizontal ; quand le niveau d'aval s'élève au-dessus de lui, on dit que le déversoir est noyé.

Un déversoir peut être en mince paroi (fig. 123) ou en paroi épaisse (fig. 124).

Pour l'un comme pour l'autre, les expériences de d'Aubusson et de Poncelet, confirmées récemment par Bazin, ont montré que le débit pouvait être calculé par la formule générique :

$$Q = m \cdot l h \sqrt{2gh}.$$

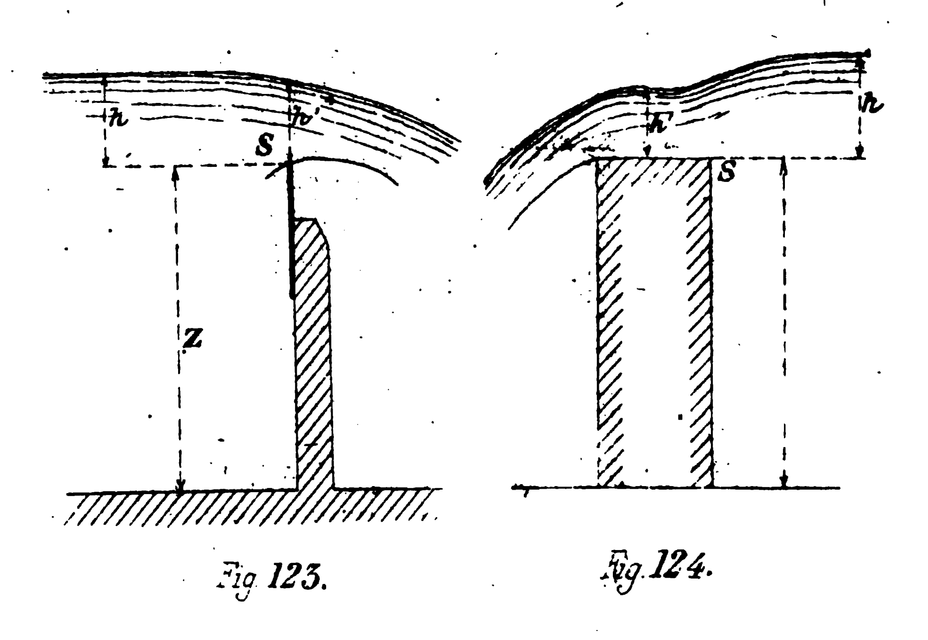


Fig. 123. Fig. 124.

h étant la charge sur le seuil ou crête, mesuré en dehors de la dénivellation causée par le déversoir. Le rapport $\frac{h'}{h}$ est variable et mal déterminé.

Déversoirs en mince paroi.

— Bazin a tout particulièrement expérimenté ces déversoirs; il a reconnu que les phénomènes de l'écoulement y étaient des plus complexes et que les plus graves erreurs pouvaient être commises dans l'évaluation des débits si les expérimentateurs ne tenaient pas compte de la nature des nappes déversantes qu'il a classées en sept catégories.

Le cas le plus simple est celui de la nappe libre (fig. 125)

dans lequel la veine liquide tombe librement dans l'air, sa face inférieure étant toujours soumise à la pression de l'atmosphère et la contraction latérale étant supprimée.

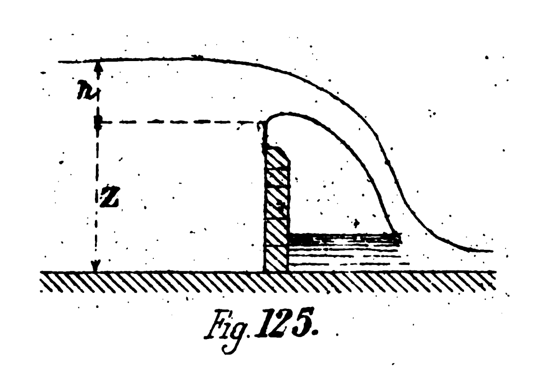


Fig. 125.

C'est ce déversoir type que l'on doit réaliser toutes les fois qu'on utilise ce mode de jaugeage.

Bazin a trouvé que le coefficient de contraction m variait avec h et z ; les résultats de ces observations sont consignés dans le tableau suivant :

Charges h	Valeurs du coefficient m pour les valeurs suivantes de la hauteur z du déversoir au dessus du fond du canal.								
	0m,20	0m,30	0m,40	0m,50	0m,60	0m,80	1m,00	1m,50	2m,00
0m,05	0,458	0,453	0,451	0,450	0,449	0,449	0,449	0,448	0,448
0,06	0,456	0,450	0,447	0,445	0,445	0,444	0,443	0,443	0,443
0,07	0,455	0,448	0,445	0,443	0,442	0,441	0,440	0,440	0,439
0,08	0,456	0,447	0,442	0,441	0,440	0,438	0,438	0,437	0,437
0,09	0,457	0,447	0,442	0,440	0,438	0,436	0,436	0,435	0,434
0,10	0,459	0,447	0,442	0,439	0,437	0,436	0,434	0,433	0,433
0,12	0,462	0,448	0,443	0,438	0,436	0,433	0,432	0,430	0,430
0,14	0,466	0,450	0,443	0,438	0,435	0,432	0,430	0,428	0,428
0,16	0,471	0,453	0,444	0,438	0,435	0,431	0,429	0,427	0,426
0,18	0,475	0,456	0,445	0,439	0,435	0,431	0,428	0,426	0,425
0,20	0,480	0,459	0,447	0,440	0,436	0,431	0,429	0,425	0,423
0,22	0,484	0,462	0,449	0,442	0,437	0,431	0,428	0,424	0,423
0,24	0,488	0,465	0,452	0,444	0,438	0,432	0,428	0,424	0,422
0,26	0,492	0,468	0,455	0,446	0,440	0,432	0,429	0,424	0,422
0,28	0,496	0,472	0,457	0,448	0,441	0,433	0,429	0,424	0,422
0,30	0,500	0,475	0,460	0,450	0,443	0,434	0,430	0,424	0,421

131. **Tuyaux de conduite.** — L'expérience montre que si un liquide s'écoule d'un réservoir à niveau constant, par un tuyau cylindrique horizontal, le débit par seconde va en diminuant à mesure que la longueur du tuyau augmente. Cette observation manifeste l'existence d'une force résistante longitudinale, parallèle et de sens contraire à la direction du mouvement du liquide analogue au frottement qui se développe dans le mouvement d'un corps solide en contact avec un autre.

La résistance au mouvement varie de la périphérie au centre du courant suivant une loi mathématique qui n'est pas connue; elle constitue la perte de charge due au frottement.

Les expériences de Darcy ont montré que cette perte de charge était proportionnelle à l'étendue de la surface mouillée, et, dans une certaine mesure à la vitesse moyenne; qu'elle dépendait de la nature de la paroi, mais qu'elle était indépendante de la pression du liquide.

Un certain nombre de formules empiriques ont été proposées pour la détermination des pertes de charge dans les tuyaux de conduite. Les plus connues sont les suivantes:

Formule de Prony. — D'après de Prony, la perte de charge par mètre courant de longueur de conduit est donnée par la formule:

$$\frac{1}{4} DJ = au + bu^2$$

D étant le diamètre intérieur, J la perte de charge par

mètre, u la vitesse moyenne; a et b des constantes telles que:

$$a = 0{,}0000173 \quad , \quad b = 0{,}000348.$$

Claudel a transformé comme suit la formule de Prony:

$$\frac{1}{4} DJ = \left(\frac{u + 0{,}025}{53{,}58}\right)$$

Ces relations ne donnent que des résultats approximatifs.

Formule de Darcy. — Les coefficients a et b de Prony ne tiennent compte ni du diamètre des tuyaux ni de l'état de leurs parois intérieures.

Darcy a proposé de transformer ainsi la formule de Prony:

$$\frac{1}{4} DJ = \left(\alpha + \frac{\beta}{D}\right) u^2$$

en faisant $\alpha = 0{,}000507$ et $\beta = 0{,}0000129$.

On écrit plus simplement:

$$\frac{1}{4} DJ = b_1 u^2$$

Or, le débit Q par seconde, de la conduite est exprimé par:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} u,$$

d'où:

$$u = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

et:

$$u^2 = \frac{16 Q}{\pi^2 d^4},$$

Par suite, on tire :

$$J = \frac{4}{d} b_1 \qquad \frac{16\,Q^2}{\pi^2 d^4}$$

ou :

$$\frac{J}{Q^2} = \frac{64\,b_1}{\pi^2\,d^5}$$

La table suivante, calculée par Darcy, donne pour des conduites dans l'état ordinaire, les valeurs de b_1 et $\frac{J}{Q^2}$, (J en mètres ; Q en mètres cubes par seconde) ; elle permet de calculer rapidement l'un des éléments d, J et Q quand les deux autres sont donnés.

Pour des conduites à l'état de neuf, on réduit de moitié les valeurs de b_1 et $\frac{J}{Q^2}$.

D	$\frac{\pi D^2}{4}$	b_1	$\frac{J}{Q^2}$
0,03	0,000707	0,000938	250.310
0,04	0,001257	0,000830	52.161
0,05	0,001963	0,000765	15.874
0,06	0,002827	0,000722	6.020.9
0,07	0,003847	0,000691	2.666.1
0,08	0,005027	0,000668	1.321.9
0,09	0,006362	0,000650	713.81
0,10	0,007854	0,000636	412.42
0,12	0,011310	0,000614	160.01
0,15	0,01767	0,000593	50.639
0,18	0,02544	0,000578	19.836.
0,20	0,03142	0,000571	11.571
0,25	0,04908	0,000558	3.7052
0,30	0,07068	0,000550	1.4677
0,40	0,1257	0,000539	0.3413
0,50	0,1963	0,000532	0.1104
1,00	0,7854	0,000519	0.00336

132. — Canaux découverts. — Dans les canaux, comme dans les tuyaux, les parois du lit exercent sur le courant, une action en sens inverse du mouvement; cette force résistante a son maximum d'intensité pour les filets immédiatement en contact avec la paroi du canal; en vertu de la nécessité plus ou moins grande du liquide, elle se transmet en s'atténuant de couche en couche.

Une résistance de même ordre, mais généralement de moindre grandeur, est due au contact de la surface libre du courant avec l'air atmosphérique. De sorte que le maximum de vitesse se produit au milieu de la section transversale du cours d'eau et un peu au-dessous de la surface libre.

Dans les calculs concernant les canaux ou rivières, on ne tient pas compte de ces différences de vitesse; le mouvement ou régime du cours d'eau établi, on n'envisage que la vitesse moyenne, c'est-à-dire le quotient du débit effectif par seconde Q par l'aire Ω de la section considérée.

Le régime d'un cours d'eau est dit uniforme quand une molécule quelconque traverse avec une vitesse égale les sections transversales successives du courant.

Il faut, pour réaliser cette condition, que la section de passage du lit et sa pente soient constantes; il n'en est généralement ainsi que pour les canaux artificiels ou pour certaines portions des cours des rivières et fleuves.

A défaut de la loi mathématique inconnue suivant laquelle la résistance des parois s'exerce sur le courant, on exprime cette résistance par des

formules empiriques dont les plus connues sont les suivantes:

Formule de Prony. — Ω étant l'aire de la section d'un courant liquide en mouvement uniforme, X, le périmètre mouillé (en n'y comprenant pas la ligne du profil transversal correspondant à la surface libre); u, la vitesse moyenne déduit du débit par seconde Q et de la section Ω; i la pente du lit par mètre (qui, dans le mouvement uniforme est aussi celle de la surface libre).

de Prony a établi, entre ces divers facteurs, la relation:

$$Ri = au + bu^2 \qquad (1)$$

dans laquelle R, ou rayon moyen, est le quotient $\frac{\Omega}{X}$; a et b deux coefficients dont les valeurs sont:

$$a = 0,000044,$$

$$b = 0,000309.$$

Ces valeurs ne tenant pas compte de la nature des parois conduisent à des résultats peu exacts, lorsqu'on s'éloigne sensiblement des conditions expérimentales qui ont servi à les déterminer.

Formule de Darcy et Bazin. — Darcy et Bazin ont conclu de leurs très nombreuses expériences que l'on peut substituer à la relation (1) la formule monôme:

$$Ri = b_1 u^2 \qquad (2)$$

Ayant opéré sur des canaux à section rectangulaire et à section trapézoïdale, ils ont reconnu que la forme de la section et la pente du lit n'ont qu'une influence négligeable sur la valeur du coefficient b_1, mais qu'il en est autrement de la nature des parois du lit. Ils ont établi, à la suite de leurs expériences, le tableau suivant :

Nature des parois	Valeurs de b_1
Très unies, en ciment lissé ou en bois raboté	$0,00015\left(1+\frac{0,03}{R}\right)$;
Unies, en pierres de taille, briques ou planches	$0,00019\left(1+\frac{0,07}{R}\right)$;
Peu unies en maçonnerie de moellons	$0,00024\left(1+\frac{0,25}{R}\right)$;
En terre	$0,00025\left(1+\frac{1,25}{R}\right)$;

R étant, dans ces expressions comme dans la formule de Prony, le rayon moyen.

Les relations précitées sont établies en fonction de la vitesse moyenne du courant, mais comme il n'est pas possible d'établir exactement la loi suivant laquelle varie la vitesse dans la section considérée, on a dû, pour rendre les calculs plus commodes, au point de vue des applications, déterminer, au moins approximativement, les relations qui lient la vitesse moyenne U à la vitesse à la surface V que l'on peut observer directement.

Pour un calcul rapide, on fait $u = 0,8\,V$, mais le résultat n'est qu'approximatif, car suivant l'état du lit, u varie de $0,62$ à $0,88\,V$.

Bazin a posé la relation :

$$V = u + 14\sqrt{Ri}$$

§ 2. – Chutes d'eau.

133. Puissance ou effet dynamique d'une chute d'eau. – Si un corps quelconque du poids de 1 kilogramme se déplace verticalement sur une hauteur de 1 mètre, le travail développé par la pesanteur sera de 1 kilogrammètre.

Si un volume d'eau Q, en mètres cubes, pesant 1000 kg, tombe d'une hauteur verticale égale à H mètres, le travail de la pesanteur sera :

$$T_m = 1000\ QH \text{ kilogrammètres.}$$

C'est le travail théorique d'une chute d'eau de débit Q et de chute H.

En chevaux-vapeur de 75 kgm. l'expression du travail théorique est :

$$N = \frac{1000\,QH}{75} = 13,33\ QH.$$

Nous avons dit qu'il n'était possible de capter qu'une partie T_a du travail théorique ; le reste T_f est perdu : 1° par les actions mutuelles du liquide,

soit à son entrée dans le récepteur, soit pendant qu'il y séjourne; 2° par le frottement; - 3° en raison de la vitesse absolue avec laquelle l'eau abandonne le moteur.

Le rapport $\frac{Tu}{Tm}$ constitue le rendement du moteur; ce rapport est d'autant plus élevé que Tf est plus petit. Étant donné les éléments constitutifs de Tf, on comprend que pour produire le maximum d'effet utile, il faut que l'eau motrice arrive et agisse sans choc dans le récepteur et le quitte sans vitesse.

C'est cette condition qu'on s'efforce de réaliser, sans y parvenir jamais complètement, dans la construction des moteurs hydrauliques.

134. Moteurs hydrauliques. - Généralités. - Classification.

Un moteur ou récepteur hydraulique est une machine destinée à recevoir et à transmettre la puissance, c'est-à-dire l'effet dynamique d'une chute d'eau.

Aucun des moteurs hydrauliques ne reçoit et ne transmet intégralement cette puissance; la fraction disponible sur l'arbre de couche du récepteur constitue le rendement de celui-ci.

Une chute d'eau est produite par un obstacle ou barrage naturel ou artificiel, établi en travers d'un courant. Par l'effet de ce barrage, le niveau de la surface du cours d'eau se tient au-dessus de l'obstacle à une altitude plus élevée que le niveau de cette surface immédiatement au-dessous.

La dénivellation ou différence d'altitude entre le bief supérieur, dit bief d'amont, et le bief inférieur, dénommé bief d'aval, constitue la hauteur de la chute d'eau.

En général, un récepteur hydraulique est rarement installé sur le barrage même formant la chute qu'il utilise; dans la plupart des cas, l'eau est amenée au moteur par un canal ab (fig. 126) à section régulière et constante, dont l'origine est à une distance variable, en amont, du barrage; ce canal est dit d'amenée.

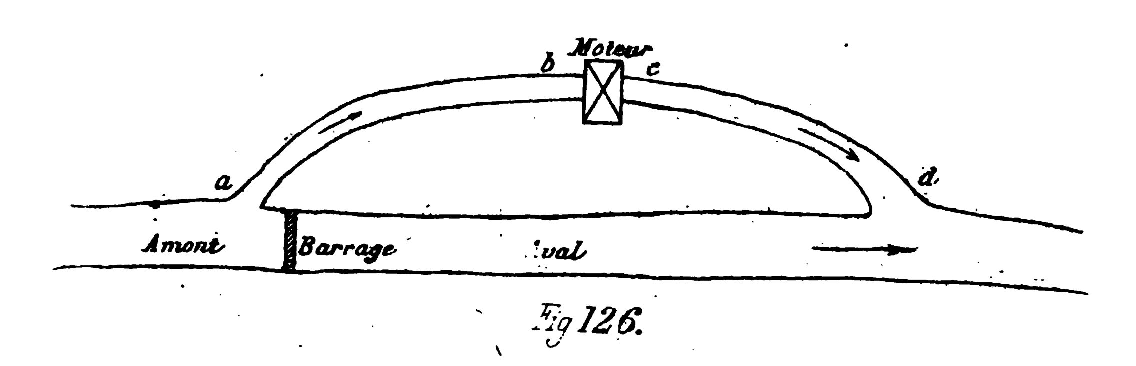


Fig 126.

L'eau, en quittant le récepteur, s'écoule dans un autre canal cd, à section régulière et constante qui va rejoindre le bief aval à une distance plus ou moins grande du barrage, c'est le canal de fuite.

Aujourd'hui, sur quelque cours d'eau que ce soit, un moteur hydraulique ne peut être établi sans la permission de l'autorité administrative.

Le règlement qui autorise l'usine fixe la nature et les dimensions de ses ouvrages régulateurs, en même temps que l'altitude de la crête du barrage formant la chute d'eau.

Les ouvrages régulateurs sont constitués par le ou les déversoirs de superficie et les vannes de déchargement

leur fonction est d'évacuer les eaux que n'absorbe pas le récepteur hydraulique et leurs dimensions sont établies de manière à pouvoir écouler le débit des hautes eaux ordinaires avant débordement, sans que le niveau d'amont s'élève au-dessus de sa tenue réglementaire.

Presque toujours, c'est l'usinier qui est chargé de la manœuvre des ouvrages de décharge.

Généralement, le barrage forme lui-même déversoir de superficie et sa crête est dérasée au niveau du repère du bief amont.

La figure 126 donne le principe de la disposition de la prise d'eau d'une usine. Le barrage B, établi en travers du cours d'eau, est divisé en deux parties: l'une ab, formant déversoir; l'autre ac, recevant les vannes de décharge V.

Classification. — On pourrait classer les moteurs hydrauliques suivant le mode d'action de la puissance hydraulique, mais il est préférable pour la simplicité de leur étude de les grouper par types similaires au point de vue de leur mode de construction.

Dans ces conditions, les moteurs hydrauliques se divisent en deux classes:

1°. — Les roues.

2°. — Les turbines.

§ 3. — Roues hydrauliques.

135. — <u>Classification</u>. — Les roues hydrauliques se différencient suivant les points de leur périphérie où elles reçoivent l'action de l'eau motrice. C'est ainsi que l'on dénomme :

1°. — <u>Roues en dessous</u>, celles dans lesquelles l'eau agit seulement sur les palettes inférieures ;

2°. — <u>Roues de côté</u>, celles qui reçoivent l'eau un peu au-dessous du centre ;

3°. — <u>Roues de poitrine</u>, celles qui sont alimentées entre leur sommet et leur centre.

4°. — <u>Roues en dessus</u>, celles dans lesquelles l'eau est admise au sommet du moteur.

Dans les roues en-dessous, l'eau agit par sa vitesse ; dans les roues de côté, par sa vitesse et son poids. dans les roues de poitrine et en-dessus par son poids seulement.

136. — <u>Roues en dessous</u>. — C'est le plus ancien des moteurs hydrauliques ; la figure 127 donne la disposition schématique qu'il convient d'adopter pour cette roue.

Le canal d'amenée A se termine par une vanne inclinée B dont le seuil S est aussi rapproché que possible du bas de la roue ; il est prolongé jusqu'à la circonférence extérieure du moteur par un radier incliné Sd, dont la pente a pour but de conserver à

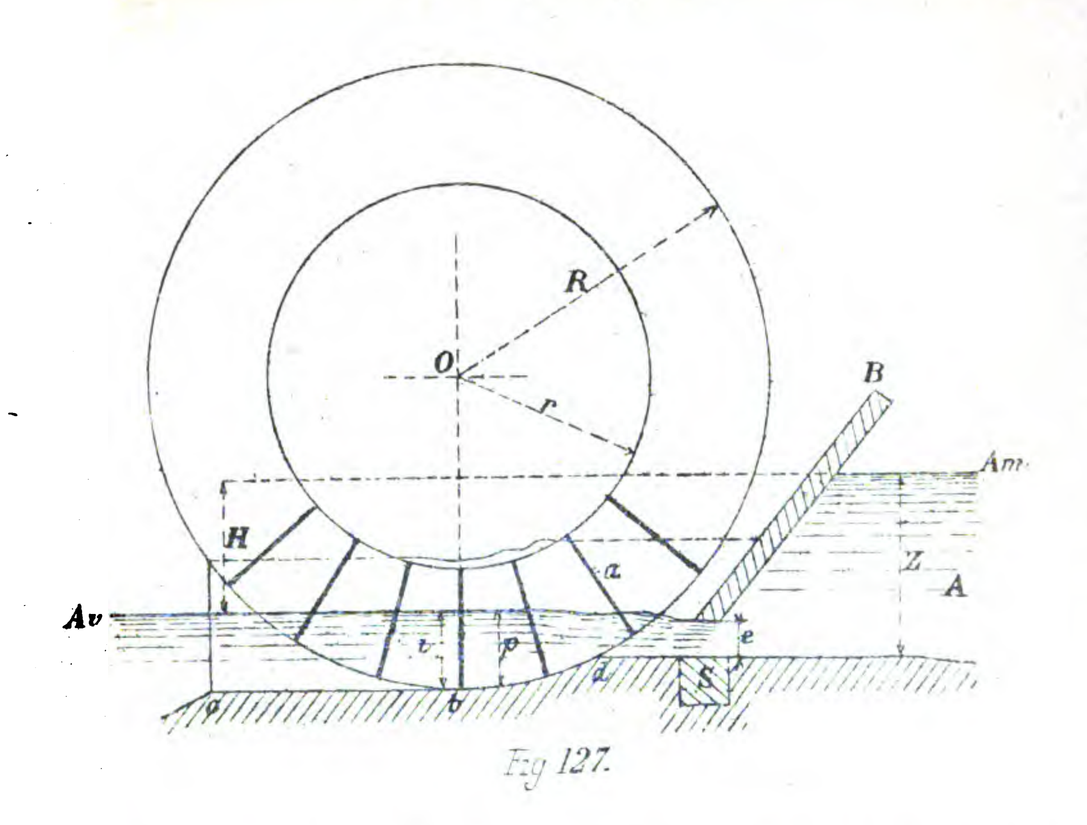


Fig 127.

l'eau jusqu'à la roue, la vitesse V qu'elle prend sous la vanne en vertu de la charge ou tête d'eau Z.

Roue de Poncelet. — La roue Poncelet est une roue en dessous à palettes courbes qui a été étudiée en vue de donner un meilleur rendement que les roues à palettes planes. Elle se construit de deux manières différentes: avec coursier rectiligne et avec coursier circulaire.

137. — Roues de côté. — Ces récepteurs se divisent en :

1° — Roues à déversoir (fig. 128) avec ou sans tête d'eau, cette dernière disposition est celle généralement employée.

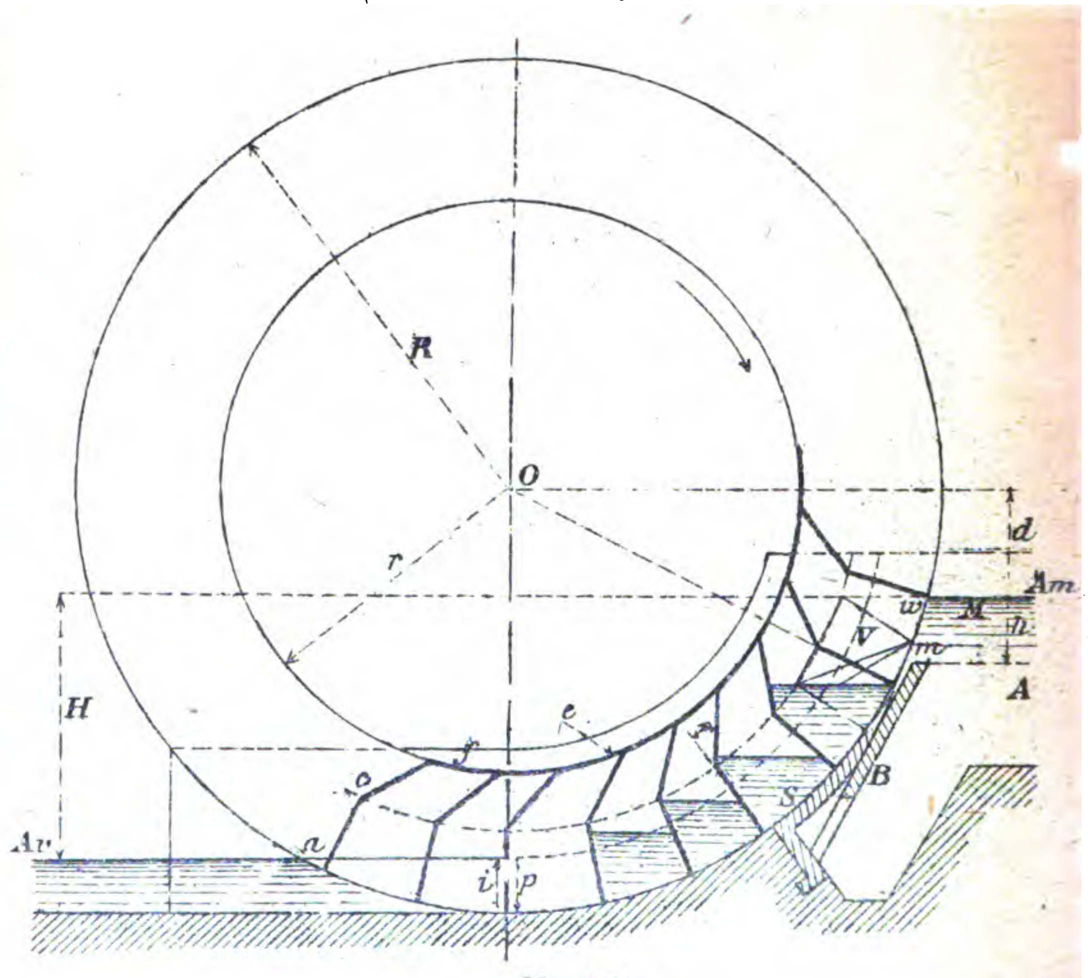


Fig 128.

La roue se trouve comprise entre deux murs appelés bajoyers et le coursier circulaire qui se termine par une vanne en plan incliné.

2°. - Roues à tête d'eau, qui conviennent pour un niveau d'amont variable, une dépense très-variable, un travail résistant très-irrégulier.

3°. - Roues Sagebien. - Dans les roues Sagebien,

le canal d'amenée A (fig. 129) aboutit à une vanne plongeante B qui vient s'effacer derrière un col de cygne S, formant la partie antérieure du coursier. L'eau entre dans la roue en passant sur la crête de la vanne sous une épaisseur h qui est généralement celle de l'eau dans le canal d'amenée.

L'aubage est formé d'aubes planes très profondes,

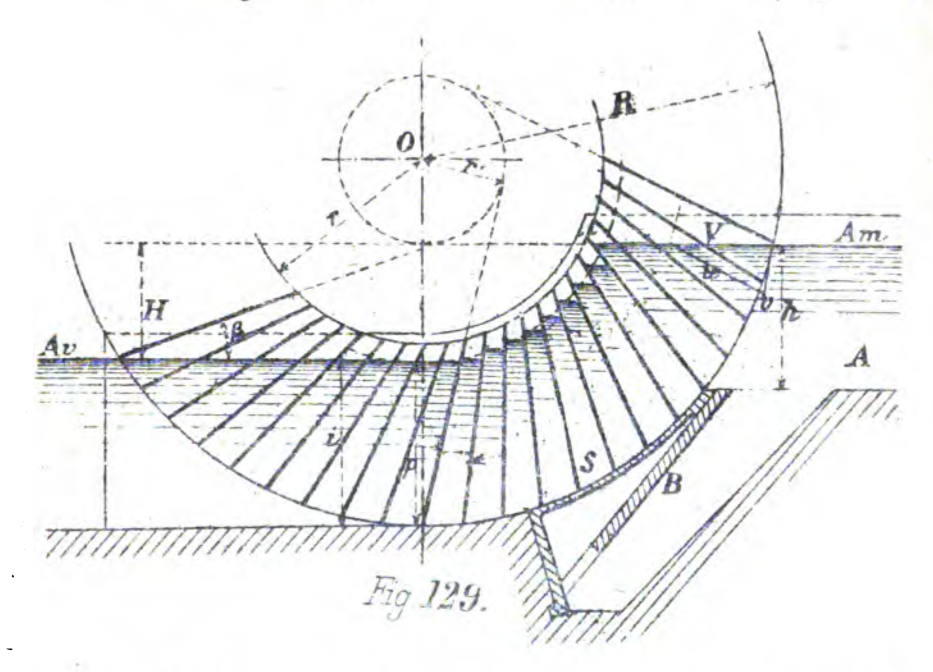


Fig 129.

dont la direction est tangente à une circonférence de rayon r', concentrique à la roue. L'émersion se fait sans résistance sensible de la part de l'eau dans le bief amont, parce que la vitesse de la roue est très faible ; 0m60 à 0m80 par seconde à la circonférence extérieure dans les murs latéraux du canal d'amenée. Chaque aube ou palette comprend trois parties : l'aube proprement dite a, la contre aube c et la fonçure ou

fonçaille f; derrière chaque contre-aube, la fonçure est interrompue pour constituer les évents c qui permettent la sortie et la rentrée de l'air.

L'aubage n'a pas comme dans la roue de Poncelet, de joues latérales.

Le centre O de la roue est placé en contrehaut du niveau d'amont Am, d'une quantité variant de 0m,50 à 1m,00, suivant la chute, le minimum 0m,50 concernant les chutes les plus élevées pour lesquelles ce système de roue est applicable.

138. — **Roues de poitrine**. — Le canal d'amenée A (fig. 130) est terminé par une huche D fermée par une cloison

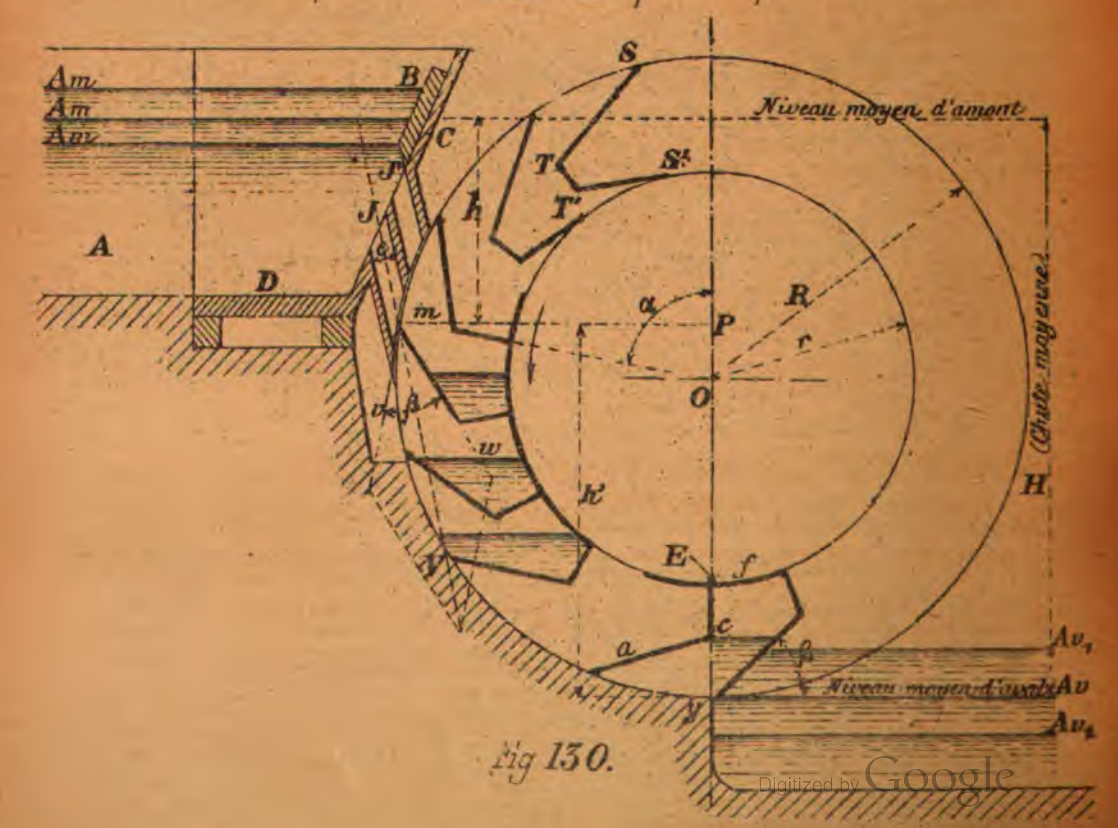


Fig 130.

oblique C portant plusieurs orifices ou ajutages J, J', dont l'ouverture est réglée au moyen de la vanne B; à cause de cette disposition, le vannage de distribution est dit à persiennes.

Comme dans les roues de côté, l'aubage est formé de trois parties : l'aube a, la contre-aube c et la fonçure f; dans celle-ci sont ménagés des évents E.

La roue peut être noyée de 0m,15 à 0m,20 dans le bief aval.

139. — Roues en dessus. — En travers du canal d'amenée A, à section rectangulaire, est installée (fig. 131) une vanne B, qui ne sert qu'à l'arrêt et à la mise en marche de la roue, non à régler le débit, car elle est complètement levée au-dessus du niveau d'amont quand le moteur est en fonctionnement. L'orifice de cette vanne et le canal d'amenée sont prolongés par une huche C se terminant par un bec concentrique à la roue, qui s'arrête à une distance $l = 0^m,20$ à $0^m,30$ de la verticale passant par l'axe O du moteur. L'arête extrême de ce bec est placé à une certaine distance h en contrebas du niveau d'amont Am, de sorte que le bec constitue un déversoir par lequel l'eau tombe dans la roue.

Les parois latérales de la huche sont prolongées au-delà de la verticale du centre de la roue d'une longueur $l' = 1^m$ à $1^m,50$, pour guider la lame d'eau et l'empêcher de tomber en dehors du moteur.

Celui-ci est formé de deux joues en couronnes J étanches, réunies par une fonçure f, également étanche.

Les aubes comprises entre les deux couronnes, sont formées chacune de deux parties: l'extérieure a inclinée sur le rayon, l'intérieure b, radiale.

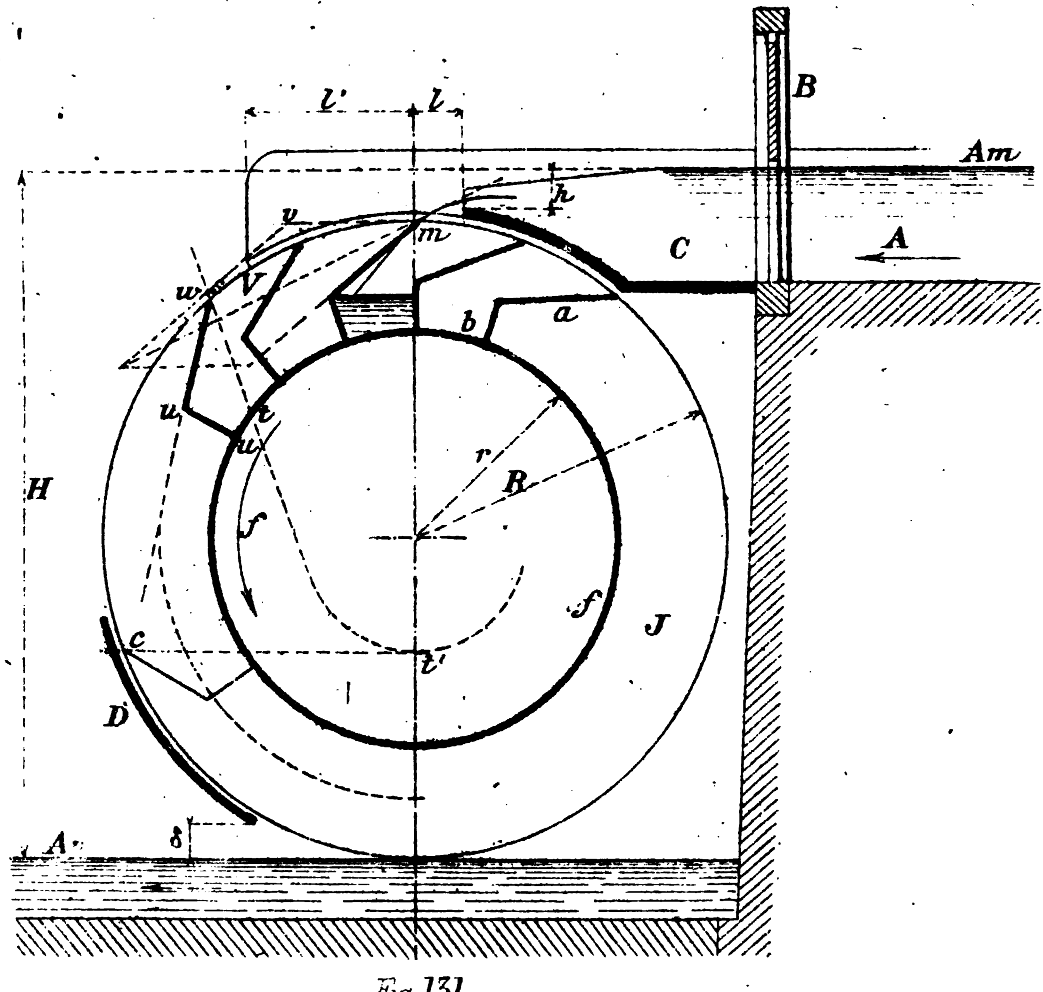


Fig 131.

Elles constituent une série de vases ou augets (d'où le nom de roues à augets donnés quelquefois aux roues en dessus), dont l'ouverture se trouve sur la circonférence extérieure. L'eau passant par le déversoir

de la huche remplit partiellement chacun des augets successifs, et ceux-ci, par la rotation, la déposent dans le canal de fuite ou bief d'aval A v. Mais il convient de remarquer qu'en raison même de leur forme et de l'absence de fermeture sur la circonférence extérieure, les augets ne peuvent garder jusqu'au bas de la roue l'eau qu'ils reçoivent et qu'ils sont complètement vides avant leur arrivée à l'aplomb du centre.

Pour éviter le vidage anticipé des augets, on munit la roue, sur une partie de sa périphérie, d'un coursier ou col de cygne D, tenu aussi près que possible de la circonférence extérieure.

La roue doit toujours être établie à fleur du niveau d'aval le plus élevé, car, tournant en sens inverse du mouvement de l'eau dans le canal de fuite, elle relèverait l'eau à l'arrière si elle plongeait dans le bief aval. Lorsque le niveau d'aval est variable, la roue perd, en basses eaux, une portion de chute égale à la distance séparant les niveaux d'aval extrêmes.

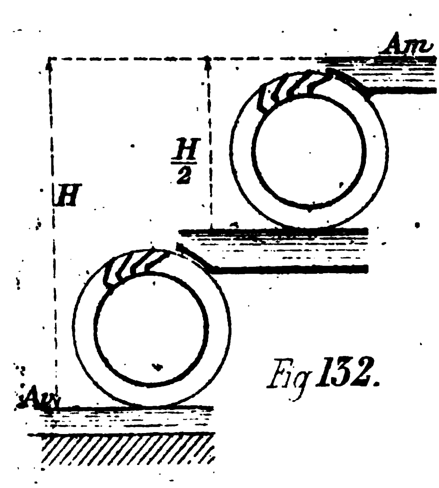


Fig 132.

Rendement et emploi de la roue en dessus à déversoir. — Le rendement de ce récepteur peut atteindre 80%.

Il convient pour des chutes égales et supérieures à 3 mètres ; toutefois, au delà de 12 mètres, les turbines

sont préférables.

Pour les hautes chutes, on utilise deux roues étagées (fig. 132).

Ce moteur trouve son emploi dans l'utilisation des faibles débits et pour des niveaux d'amont et d'aval à peu près constants.

---

§4. — Turbines hydrauliques.

---

140. — Classification. — D'après la direction suivant laquelle l'eau agit sur les aubages des turbines, on les classe en :

1°. — Turbines centrifuges, quand le fluide se déplace du centre du moteur vers la périphérie ;

2°. — Turbines centripètes, lorsque le fluide va de la périphérie au centre :

3°. — Turbines parallèles, quand le liquide agit parallèlement à l'axe de rotation du moteur ;

4°. — Turbines mixtes, quand l'eau se déplace du bord comme dans les turbines centripètes, ensuite comme dans les turbines parallèles. Les turbines mixtes, de création récente, sont généralement dénommées : turbines américaines.

Suivant le mode d'action de l'eau qui peut agir par son poids ou par sa force vive, les turbines peuvent encore se diviser en :

Turbines à action ou à libre déviation ;
Turbines à réaction ou à pression ;
Turbines limites sans réaction ou à veine moulée.

Quoiqu'il en soit, chacune des divisions précitées se subdivise elle-même en deux classes:

a). Turbines à pleine admission ou totales;

b). Turbines à injection ou admission partielle, selon que l'eau est distribuée au moteur sur tout son aubage ou seulement sur une partie de celui-ci.

141. **Turbines centrifuges.** — Le canal d'amenée aboutit à une chambre, dite chambre d'eau, sur le fond de laquelle est montée une cuve en fonte C terminée en

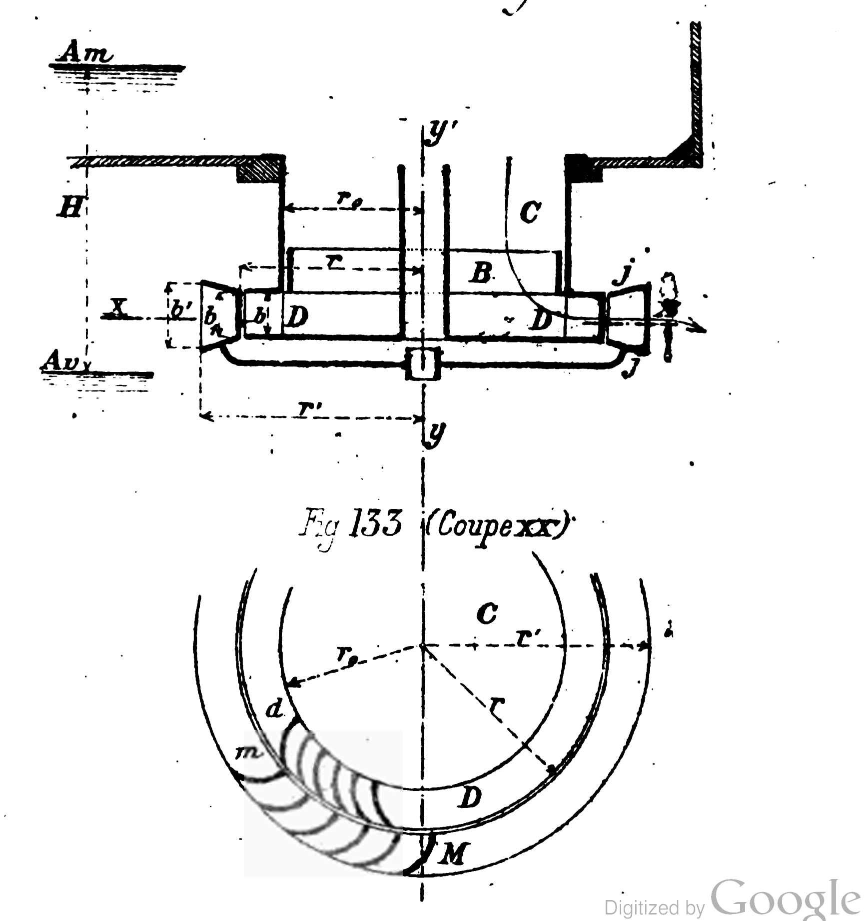


Fig 133 (Coupe xx)

bas par un plateau D muni de cloisons courbes d, réparties également sur son pourtour et entre lesquelles l'eau coule horizontalement en prenant la direction que lui donnent ces cloisons. Le plateau D constitue la couronne fixe ou directrice de la turbine. La roue mobile reçoit l'action de l'eau sur ses aubages m.

Un cylindre B qu'on peut monter ou descendre joue le rôle de vannage.

142 – Turbines centripètes. – Ainsi que dans la turbine centrifuge, le canal d'amenée aboutit à une chambre d'eau A (fig. 134) fermée par une cloison C qui barre le courant du côté de l'aval.

Dans le plancher de cette chambre est ménagée une ouverture O, formée par un cadre qui porte la couronne directrice D pourvue des aubes d, la couronne mobile M, munie des aubes m, est calée par un moyeu sur l'arbre vertical y y'. Une enveloppe en fonte E isole cette couronne du bief amont de manière que l'eau suive le chemin indiqué par des flèches.

Une vanne cylindrique B glisse entre les deux couronnes, soit pour arrêter la turbine, soit pour en régler le débit.

143. – Turbines parallèles. – Les figures 135 à 137 donnent les dispositions générales d'une turbine parallèle. Le canal d'amenée aboutit à une chambre d'eau A après avoir franchi une grille G, destinée à

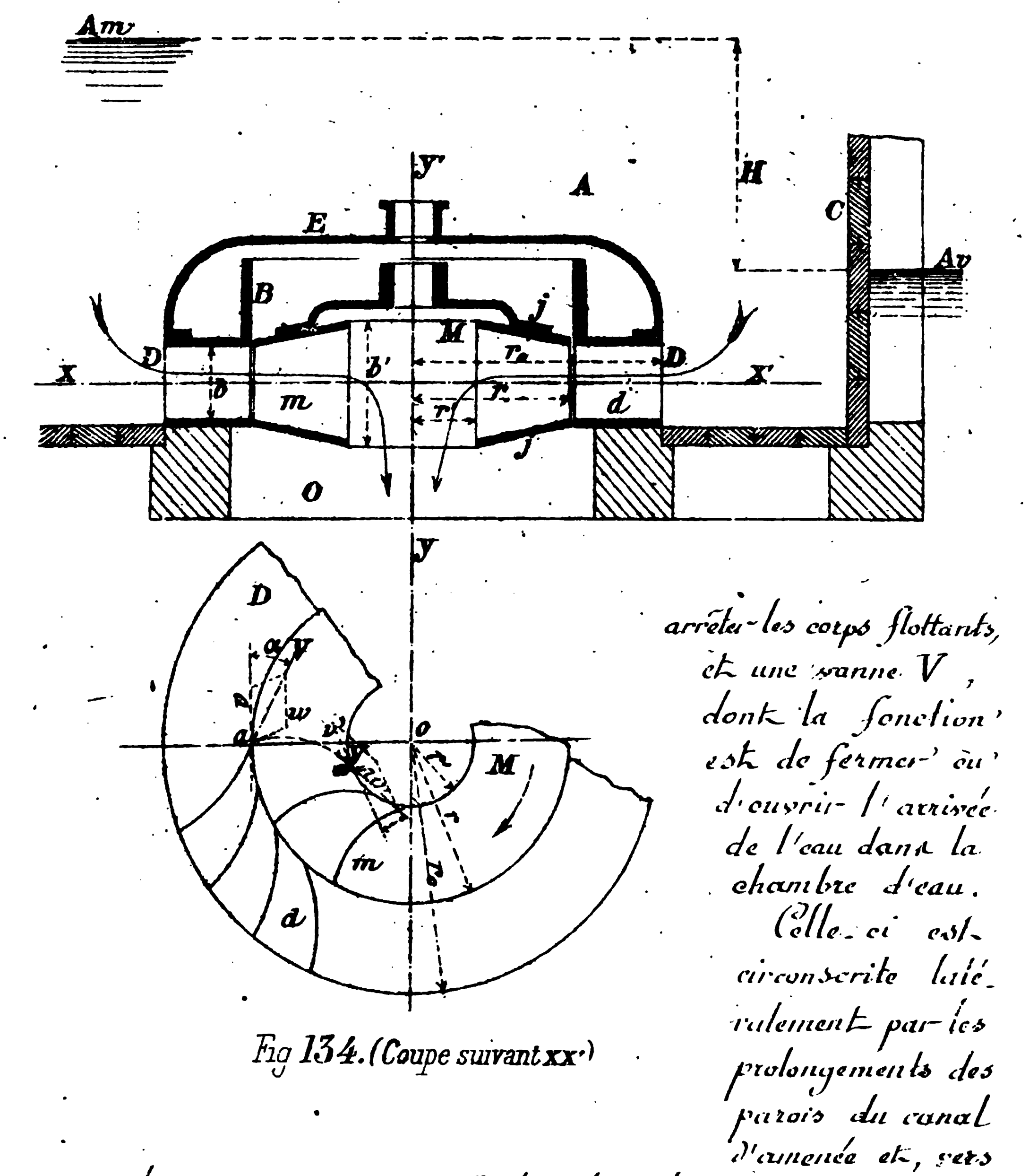
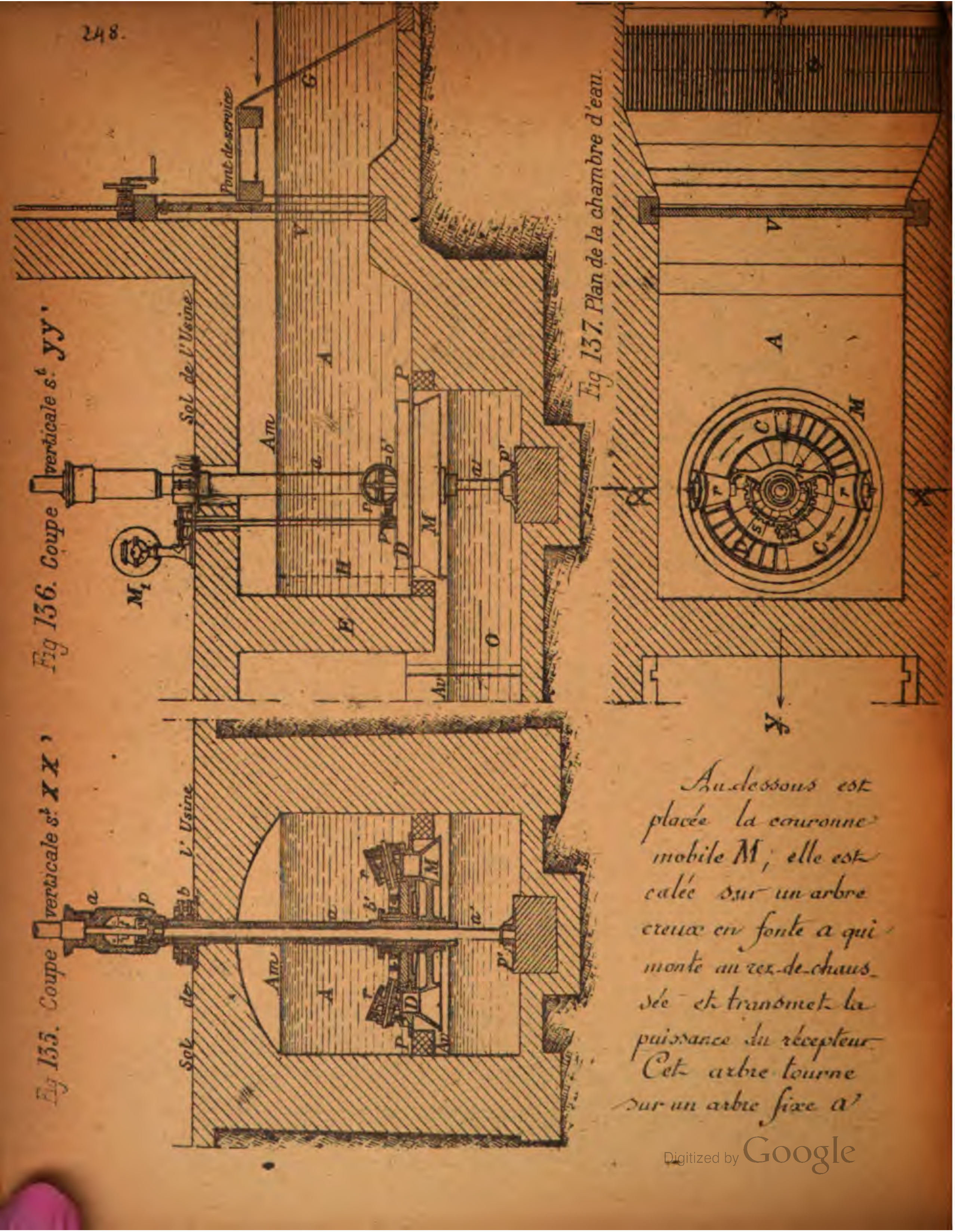


Fig 134. (Coupe suivant xx')

arrêter les corps flottants, et une vanne V, dont la fonction est de fermer ou d'ouvrir l'arrivée de l'eau dans la chambre d'eau.

Celle-ci est circonscrite latéralement par les prolongements des parois du canal d'amenée et, vers l'aval, par un mur E dans lequel est pratiqué un passage voûté O, pour le canal de fuite. Un poutrage P forme le fond de la chambre et supporte la couronne directrice D



Au-dessous est placée la couronne mobile M; elle est calée sur un arbre creux en fonte a qui monte au rez-de-chaussée et transmet la puissance du récepteur. Cet arbre tourne sur un arbre fixe a'

en fer forgé, claveté à sa partie inférieure dans une poêlette p' portant à sa partie supérieure le pivot p. Une telle disposition a pour but de placer le pivot au-dessus de l'eau de manière qu'il soit possible de le régler, de le surveiller et de le lubrifier facilement.

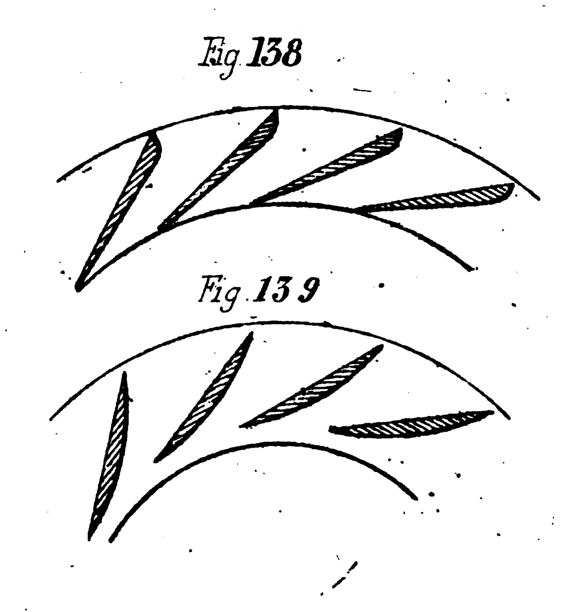
L'arbre creux a est guidé par deux boîtards : l'un b' faisant corps avec la couronne directrice ; l'autre b, disposé sur la voûte qui ferme la chambre d'eau.

Le réglage du débit s'effectue sur le moteur même, au moyen d'un vannage dit "à rouleaux", dont la description sera donnée plus loin.

144. — Turbines mixtes. — Les turbines mixtes, plus connues sous le nom de turbines américaines, participent à la fois de la turbine parallèle et de la turbine centripète ; plus rarement de la turbine parallèle et de la turbine centrifuge.

L'eau entre dans ces récepteurs par l'extérieur de la couronne mobile et se meut en se rapprochant d'abord de l'axe de rotation ; puis elle prend progressivement un mouvement rotatif parallèle à cet axe pour quitter ensuite les aubes mobiles et se répandre dans le bief aval.

Dans les turbines mixtes, les aubages directeurs sont rectilignes ; on leur donne le plus souvent une forme lenticulaire (fig. 139), ou on arrondit les extrémités extérieures (fig. 138) pour diminuer la contraction.



Cette contraction ne présente aucun inconvénient quand les dimensions de la chambre d'eau sont assez grandes pour que l'on puisse considérer comme nulle la vitesse à l'entrée du distributeur. Les aubes fixes ont sur la circonférence intérieure de la couronne directrice une inclinaison de 20° environ.

Les aubes mobiles sont à double courbure; elles affectent quelquefois la forme hélicoïdale et beaucoup plus souvent la forme en cuillère.

Les turbines mixtes se recommandent surtout par leur construction robuste et condensée, ainsi que par leur prix de revient peu élevé, conséquence de leur établissement en séries.

Mais leur rendement saurait d'autant moins dépasser celui des autres turbines que l'étude de ces récepteurs est presque toujours faite de sentiment, en laissant souvent de côté les règles les plus élémentaires de l'hydraulique.

La figure 140 représente une turbine mixte de construction française.

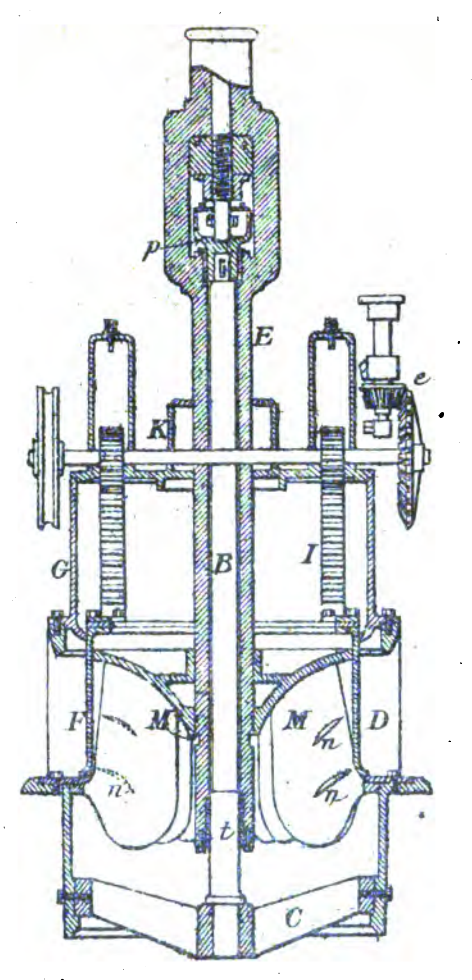


Fig. 140

La couronne directrice D comporte des aubages rectilignes dont un est amovible afin de permettre l'accès à la couronne mobile M. Celle-ci est constituée par un certain nombre d'aubes en cuillère venues de fonte avec un moyeu m, calé sur l'arbre creux E.

Entre les deux glisse la vanne à cloche F, munie de talons t qui s'engagent entre les directrices et ont pour fonction de diminuer la contraction au passage de la vanne.

La manœuvre de cette vanne s'opère par les crémaillères I, engrenant avec des pignons dentés que l'on peut actionner de l'extérieur au moyen des engrenages e. Une cloche étanche G surmonte le distributeur et isole la couronne mobile du niveau d'amont ; c'est sur cette cloche qu'est disposé le mouvement de manœuvre du vannage

et c'est elle qui reçoit ce dernier quand il est levé complètement.

L'arbre E tourne sur un pivot B, en bois de gaïac, supporté par un croisillon C, disposé dans le tuyau de sortie du récepteur; il est maintenu en haut par le boîtard K.

L'emploi du pivot inférieur amène une simplification notable dans la construction de la turbine, mais n'est pas sans présenter certains inconvénients.

Il nécessite, en tout cas, une immersion constante dans le bief aval.

Si le moteur n'est pas noyé d'une manière permanente, on doit avoir un pivot extérieur semblable à celui employé dans les turbines à axe vertical.

145. — Fonctionnement à réaction. — Si l'eau sortant de la couronne directrice d'une turbine est animée d'une vitesse V qui est celle ($\sqrt{2gH}$) de la charge hydrostatique H au point considéré, l'écoulement s'effectuera dans la couronne mobile, sans pression hydrostatique et, si cette couronne tourne dans l'air, il sera possible d'y réaliser la libre déviation, c'est-à-dire que l'écoulement s'effectuera, par les orifices mobiles, comme dans un canal découvert, avec la vitesse correspondant à la chute H.

Mais si la vitesse de l'eau à la sortie des canaux directeurs est moindre que celle correspondant à la charge hydrostatique H, c'est-à-dire si

l'on a :

$$V < \sqrt{2gH}.$$

l'eau exercera, dans la couronne mobile, une certaine pression hydrostatique et le moteur fonctionnera par réaction. Le rapport

$$\frac{V}{\sqrt{2gh}} = k$$

est appelé <u>degré de réaction</u>.

Les canaux de la couronne mobile contenant un fluide sous pression sont nécessairement pleins d'eau et le moteur peut marcher continuellement noyé.

A débit égal, les turbines à réaction sont de dimensions plus faibles que celles à action, mais la condition essentielle pour obtenir avec elles un bon rendement est qu'elles fonctionnent avec leurs aubages exactement remplis.

Chapitre VIII.

Chapitre VIII.

Moteurs thermiques.

§ 1er. – Généralités.

146. – Transformation de l'énergie. – L'énergie peut se présenter sous différentes formes, et les machines ont pour objet de lui faire prendre, dans chaque cas, la forme la plus commode pour l'usage qu'on veut en faire.

Nous rappellerons que les principales formes connues de l'énergie sont: l'énergie mécanique, l'énergie calorifique ou chaleur, l'énergie chimique, l'énergie électrique, l'énergie magnétique, etc....

Dans les moteurs thermiques, on transforme en mouvement la chaleur qu'est susceptible de fournir un corps solide, liquide ou gazeux, placé dans des conditions favorables à sa combustion.

La chaleur, développée par le combustible considéré, est généralement emmagasinée dans un gaz ou une vapeur dont on utilise les variations de température et de pression pour engendrer les mouvements considérés.

Par exemple, le travail qu'est susceptible d'accomplir une machine à vapeur a pour origine la chaleur développée par le combustible, charbon, pétrole ou gaz utilisé pour la formation et l'échauffement de la vapeur d'eau qui, par son action, fait mouvoir le piston du moteur proprement dit.

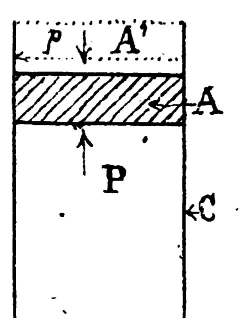
147. — Equivalence de la chaleur et du travail mécanique.

La <u>thermodynamique</u> est la science qui traite des effets calorifiques produits par le travail mécanique ou réciproquement du travail mécanique produit par la chaleur.

La transformation du travail mécanique en chaleur peut être constatée dans un grand nombre de cas. Par exemple dans le frottement.

La production du travail aux dépens de la chaleur peut être constatée par les effets de la détente d'un gaz enfermé dans un cylindre C (fig. 141) dont l'un des fonds est constitué par un piston mobile A.

Fig. 141



L'excès de la pression P, du gaz compris entre le piston A et le fond du cylindre, sur la pression extérieure p fera que le piston se déplacera de A en A' accomplissant un travail. — La production de ce travail est accompagnée d'un refroidissement du gaz.

De ce que le travail se transforme en chaleur et réciproquement, on a conclu qu'une

relation doit exister entre le travail dépensé et la chaleur produite, ou entre la chaleur dépensée et le travail produit.

Cette relation a été déterminée par les expériences de Mayer, Joule, Hirn, etc... et peut s'exprimer ainsi :

Pour une certaine quantité de travail dépensé sans production d'effet mécanique, on peut recueillir une quantité de chaleur égale à $\frac{1}{425}$ de calorie par kilogrammètre dépensé.

Cette valeur est l'équivalent calorifique du travail

$$A = \frac{1}{425} \qquad (1)$$

La relation (1) permet de conclure que 425 kilogrammètres équivalent à 1 calorie, donc :

Pour une calorie dépensée, on peut recueillir une quantité de travail égale à 425 kilogrammètres, ce qui s'exprime par :

$$E = 425 \qquad (2)$$

L'équivalent mécanique de la chaleur E est donc le rapport constant qui existe entre le travail produit et la chaleur dépensée.

148. — Rappel des lois de Mariotte et Gay-Lussac.

Les moteurs thermiques employant pour la transformation de la chaleur en travail un intermédiaire, gaz ou vapeur, nous rappellerons qu'entre la température, le volume et la pression d'une masse gazeuse

existent des relations qui sont régies par les lois de Mariotte et de Gay-Lussac.

Pour les modifications isothermiques, c'est-à-dire à température constante, on peut appliquer la loi de Mariotte, la relation qu'elle fournit, n'étant pas rigoureuse.

A une même température, le produit du volume d'une masse gazeuse, par sa pression, est constante.

$$V_0 P_0 = V_1 P_1 = C^{te} \qquad (3)$$

Pour les modifications où la température varie, on combine les lois de Mariotte et de Gay-Lussac. Si une masse gazeuse occupe à 0° centigrade un volume V_0 sous une pression P_0, à t_1 degrés de température, il existe entre le volume V_1 et la pression P_1 la relation :

$$V_0 P = \frac{V_1 P_1}{1 - \alpha t_1} = C^{te} \qquad (4)$$

α représente le coefficient de dilatation des gaz permanents et a pour valeurs :

$$\alpha = \frac{1}{273}$$

149. — Détente. — On dit qu'un gaz se détend lorsque son volume augmentant, sa pression diminue.

La détente est dite isothermique lorsque la température demeure invariable pendant toute la

durée de la transformation. Dans ce cas, la loi de Mariotte est applicable et le volume et la pression du gaz envisagés sont liés par la relation (3).

La détente est dite adiabatique lorsqu'il n'y a pas d'échange de température entre le gaz considéré et l'extérieur, la transformation ayant lieu à chaleur constante.

La détente adiabatique des gaz est régie par la loi de Poisson qui s'exprime par la relation :

$$P_0 V_0^v = P_1 V_1^v = C^{te} \qquad (5)$$

dans laquelle v exprime le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.

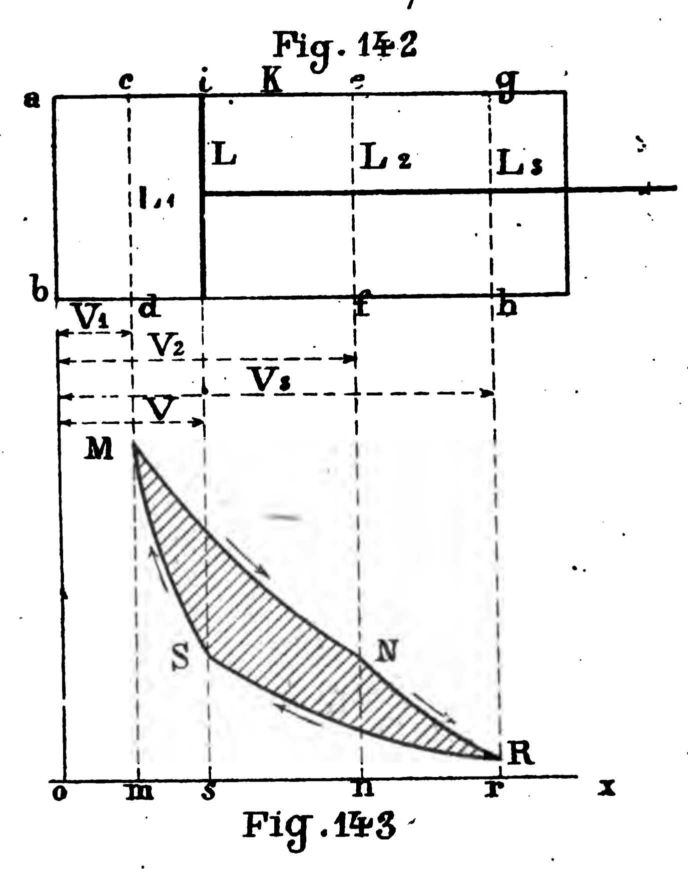
150. — Rendement des moteurs thermiques. —

On appelle rendement théorique le rapport du travail obtenu par la transformation des calories dépensées au travail total que l'on obtiendrait si l'on pouvait transformer entièrement en travail les calories dépensées.

Soit T_m le travail produit, Q des calories correspondantes et T_1 le travail que représentent les Q calories ; d'après la loi de l'équivalence de la chaleur et du travail mécanique. Le rendement théorique ρ d'un moteur thermique peut donc s'exprimer par :

$$\rho = \frac{T'}{T_1} = \frac{T}{Q \times 425} \qquad (6)$$

Pour évaluer le rendement ρ d'une machine thermique, Carnot a imaginé de faire subir à une masse gazeuse une série de transformations telles qu'elle rende sous forme de travail ce qu'on lui aurait donné sous forme de chaleur. Cette transformation a reçu le nom de <u>cycle de Carnot</u>.



Soit un cylindre K (fig. 142) dans lequel peut se mouvoir un piston L.

Entre le fond ab du cylindre et le piston L, est emprisonné un volume V_1, (abcd) de gaz à la pression P_1 et à la température t_1.

1°. On laisse dans une première phase, le gaz se détendre en repoussant le piston de L_1 en L_2, ce qui produit un travail positif. Pendant cette détente, la température t_1 tendrait à s'abaisser; on imagine un dispositif tel que, de l'extérieur on puisse fournir à la masse gazeuse une quantité de

chaleur suffisante pour que t_1 reste constante.

Le volume devient V_2, la pression P_2, la température restant t_1 — Cette phase est isothermique.

2°— On laisse le gaz se détendre encore; mais en supprimant la source de chaleur, à cette phase adiabatique correspond encore un travail. Le volume devient V_3, la température devient t_2 et la pression P_3.

3°— On comprime alors le gaz en ramenant le piston L en i j ; il faut donc produire un certain travail et l'on suppose que par un dispositif approprié, cette compression puisse être isothermique. La température t_2 se maintient donc constante, le volume devenant V, la pression P.

4°— Enfin le cycle se ferme en continuant de comprimer le gaz, en repoussant le piston de i j en c d, cette compression étant adiabatique, le volume devient V_1, la pression P_1 et la température t_1.

Si l'on représente graphiquement ces phases (fig. 143) en portant les volumes en abscisses et les pressions en ordonnées, nous obtenons le contour MNRS dans lequel MN et SR sont des isothermiques et NR et SM des adiabatiques.

Le travail recueilli est égal à la somme des travaux produits moins la somme des travaux fournis :

$$MNRS = mMNn - sSRr + nNRr - mMSs.$$

Or $+ nNRr$ et $- mMSs$ sont égaux, il vient donc :

$$MNRS = mMNn - sSRr$$

Si Q est le nombre de calories introduites dans le cylindre pendant la première phase et Q_1 le nombre de calories enlevées pendant la deuxième phase, le nombre de calories utilisées est $Q - Q_1$, et d'après le principe de l'équivalence, nous pouvons écrire :

$$MNRS = 425 (Q - Q_1) \qquad (7).$$

Si nous reprenons l'expression (3) du rendement et si nous désignons le travail T par sa valeur correspondante $425 (Q - Q_1)$ de (7) il vient :

$$\rho = \frac{425 (Q - Q_1)}{425 Q}$$

ou :

$$\rho = 1 - \frac{Q_1}{Q} \qquad (8)$$

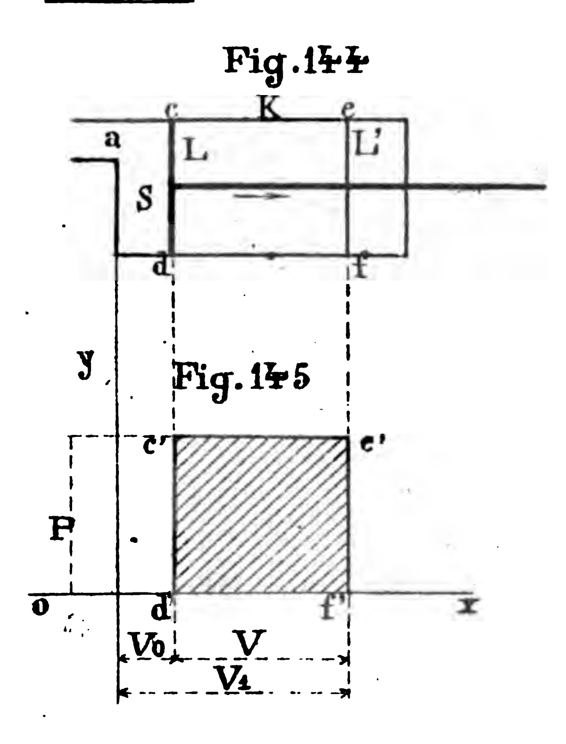
On démontre aussi que dans le fonctionnement suivant le cycle de Carnot, le rapport des quantités de chaleur $(Q - Q_1)$ qu'il est possible de transformer en travail, à la quantité de calories Q fournie pendant la détente, ne dépend que des températures extrêmes et non de la nature du gaz ou de la vapeur employée.

En fonction des températures centigrades, l'expression de ρ est :

$$\rho = \frac{t - t_1}{273 + t}$$

151. — <u>Diagrammes</u>. — Un <u>diagramme</u> est la représentation graphique du travail que peut accomplir un gaz ou une vapeur, soit à pression constante, soit par détente, soit suivant ces deux modes successivement.

<u>Diagramme du travail d'un gaz à pression constante</u>.



Soit dans un cylindre K (fig. 144) une masse gazeuse S enfermée entre le piston L et le fond du cylindre, mais en communication permanente, par l'orifice a, avec un réservoir de gaz d'une capacité telle que la pression initiale P ne change pas.

Lorsque le piston vient de cd en ef le travail produit est :

$$T = (P \times \Omega) \times df$$

dans cette expression, $P\Omega$ est le produit de la pression par la surface du piston et constitue l'effort moteur.

Cette expression peut s'écrire $T = P.V.$ (10)
V étant égal à $\Omega \times df$ volume engendré par le déplacement du piston de cd en ef.

<u>L'équation (10) nous permet de dire que</u> : <u>Le travail d'un gaz dont la pression est constante est égal</u>

au produit de cette pression par le volume engendré par le déplacement du piston pendant le temps considéré.

Prenons deux axes rectangulaires OY et OX et portons en ordonnées les pressions et en abcisses les volumes, V_0 représentant le volume de la masse gazeuse initiale S et V_1 le volume final $V_0 + V$, V étant le volume engendré par le piston pendant le temps considéré.

Le rectangle $c'e'f'd'$ représente le travail du gaz pour un déplacement du piston de L en L' la surface de ce rectangle est en effet :

$$P(V_1 - V_0) = PV = T$$

Diagramme du travail d'un gaz par détente.

Fig. 146

Fig. 147

Soit, dans un cylindre K (fig. 146) une masse gazeuse S enfermée entre le fond du cylindre et le piston mobile L.

Laissons le gaz travailler par détente, le piston pendant ce travail se déplacera de L en L_1.

Supposons la détente isothermique. Le travail pendant la détente, si nous considérons un

déplacement élémentaire du piston de MR en NH, sera $dT = PdV$, car nous pouvons admettre que la pression n'a pas varié.

Le travail pendant la course totale de L en L_1 sera $(T)_L^{L_1} = \int_{V_0}^{V_1} PdV$.

d'où :

$$T = PV_0 \times \text{Log. népérien } \frac{V_1}{V_0}$$

La représentation graphique de ce travail s'obtiendra en portant sur deux axes rectangulaires ox et oy, en abcisse les volumes et en ordonnées les pressions.

Lorsque le piston est en L, l'abcisse est V_0 et l'ordonnée P pression initiale.

Lorsque le piston est en L_1, l'abcisse est V_1 et l'ordonnée P_1 se tire de la relation :

$$V_0 P = V_1 P_1 \text{ d'où } P_1 = P \frac{V_0}{V_1} .$$

En prenant un certain nombre de positions intermédiaires telles que $MRHN$ par exemple, on a pour abcisse le volume V correspondant et pour ordonnée $mr = P \frac{V_0}{V}$, les extrémités supérieures des ordonnées $d'c' \dots\dots rm, \dots f'e'$ déterminent les différents points de la courbe formant le diagramme.

152. — Entropie. — Diagramme entropique. —

L'entropie et le diagramme entropique, relatifs aux évolutions d'une masse gazeuse, servent à exprimer ces évolutions lorsque l'ensemble des transformations

du système ne constitue pas un cycle fermé, quelles que soient les modifications réversibles suivies pour amener le système d'un état initial à un état final donné.

L'entropie a une valeur fonction de la quantité de chaleur nécessaire à un corps pour qu'il puisse effectuer d'une manière réversible une transformation élémentaire, pendant laquelle on peut considérer le corps comme conservant une température absolue constante T.

Lorsque le corps reçoit de la chaleur, son entropie augmente; s'il cède de la chaleur, l'entropie diminue. La variation d'entropie ne dépend que de l'état initial et de l'état final du corps et non de la manière dont s'effectue ce passage.

La représentation graphique de l'entropie ou diagramme entropique consiste à porter sur deux axes rectangulaires: en abcisses, les valeurs successives de l'entropie comptée à partir d'un certain état, et en ordonnées, les températures absolues.

Le calcul de la valeur de l'entropie, étant du domaine des mathématiques spéciales, ne rentre pas dans le cadre de cet ouvrage.

153. — **Indicateurs.** — Les diagrammes, tels que ceux dont nous venons de nous occuper, au paragraphe 151, servent aux calculs d'établissement de machines, celles-ci une fois construites, on peut, avec des instruments appropriés, faire inscrire, par la machine elle-même, le diagramme représentant le travail de la vapeur ou du gaz derrière le piston. Les instruments

permettant le relevé de tels diagrammes se nomment soit <u>indicateurs</u> pour les machines à vapeur, <u>manographes</u> pour les moteurs à gaz, etc....

Ces instruments sont basés sur le principe suivant : <u>un style s'élève de quantités proportionnelles à la pression du gaz à l'intérieur du cylindre, pendant qu'une feuille de papier, animée d'un mouvement alternatif se déplace devant le style de quantités proportionnelles aux fractions de course du piston.</u>

La figure 148 donne une indication schématique d'un indicateur plus généralement employé pour le relevé des diagrammes des machines à vapeur.

Fig. 148

Barillet tournant d'un mouvement alternatif aux fractions de course du piston

Diagramme

Crayon

Ressort taré

Piston poussé par la vapeur du cylindre

Extrémité du cylindre

Vapeur

Dans le cas de moteurs à gaz, on emploie généralement le <u>manographe</u> qui, tout en étant basé sur le même principe, emploie des moyens différents.

L'inscription du diagramme n'est généralement pas directe, elle consiste le plus souvent en l'impression d'une plaque photographique par un rayon lumineux réfléchi.

Le principe du monographe est le suivant :

Un triangle ABC rigide peut osciller autour d'un de ses sommets A, le sommet B est animé

d'un mouvement rectiligne alternatif proportionnel au mouvement du piston ; le troisième sommet est en contact permanents avec une des faces d'un diaphragme dont l'autre face est en contact permanent avec le gaz du cylindre ; les déformations de ce diaphragme sont donc transmises au sommet C et le font déplacer proportionnellement aux pressions du gaz dans le cylindre.

Le miroir D solidaire du triangle ABC est donc animé d'un mouvement composé des mouvements B et C, c'est ce mouvement qui est enregistré.

---

§. 2. – Moteurs à vapeur.

---

154. – Générateurs de vapeur. — Dans les appareils de production de la vapeur, il y a trois parties distinctes :

1° – Le foyer, où se dégage l'énergie potentielle (chaleur) du combustible ;

2° – La cheminée, par laquelle s'évacuent les gaz de la combustion ;

3°. — La <u>chaudière</u>, ou <u>générateur de vapeur</u>, dans lequel on utilise la chaleur produite dans le foyer.

<u>Foyers de chaudières</u>. — Il faut, dans le foyer d'une chaudière, obtenir une <u>combustion aussi complète que possible</u> du combustible.

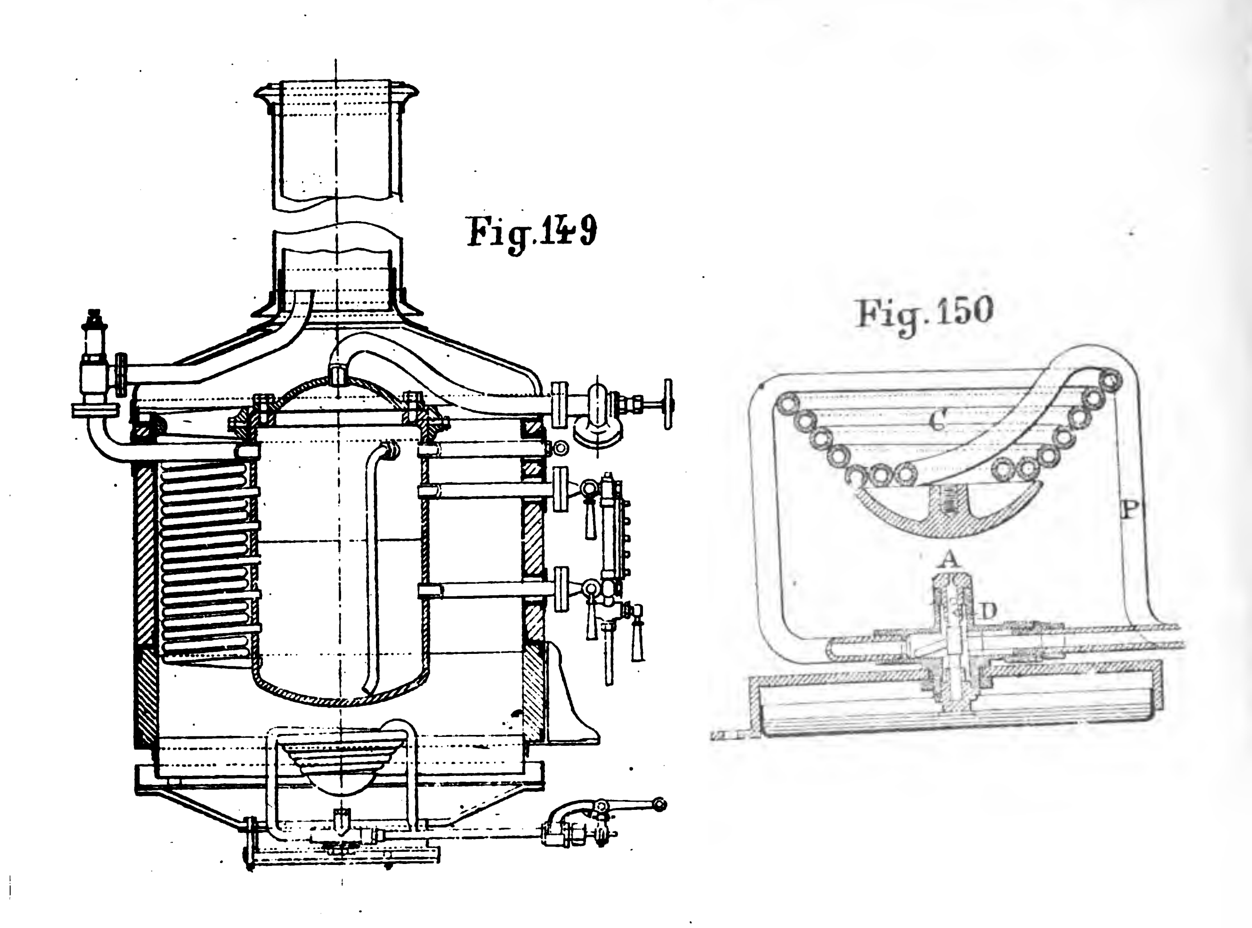
Ce résultat est obtenu :

<u>En fournissant la quantité d'air nécessaire à la bonne combustion du combustible employé</u>.

Un excès d'air diminue la température moyenne des gaz de la combustion, et l'évacuation de ceux-ci est plus difficile puisque le poids de ces gaz à évacuer est trop grand.

Pratiquement, on admet qu'il faut 12 à 15 mètres cubes d'air pour la combustion complète d'un kilogramme de houille de bonne qualité.

<u>Foyers pour la combustion de la houille, du bois, etc</u>... — Le foyer d'une chaudière est disposé au-dessous (fig. 152) ou dans l'intérieur de la chaudière (fig. 155) ; une grille métallique reçoit le combustible ; elle sépare la <u>chambre de combustion</u> au-dessus, du <u>cendrier</u> au-dessous. Le foyer est prolongé par les carneaux servant à évacuer les gaz de la combustion vers la cheminée, après les avoir forcés à lécher les surfaces de chauffe plus froides auxquelles ils ont abandonné la plus grande partie de leur chaleur.



Foyers pour la combustion des pétroles, huiles lourdes, etc.... — Ces foyers (fig. 149) sont constitués comme les précédents, mais à la place de la grille sont disposés les brûleurs (fig. 150) qui constituent les appareils où se produit la combustion.

Cheminées. — Les cheminées sont destinées

à déterminer la dépression nécessaire à l'évacuation des gaz de la combustion.

Le tirage est mesuré par la dépression qui existe à la sortie des carneaux, au point où les gaz quittent la chaudière, il peut être naturel ou forcé. La dépression est toujours faible, on l'exprime en m/m d'eau. Le tirage naturel correspond à une dépression mesurée par une colonne d'eau de 10 à 12 m/m, laquelle équivaut à une pression de 10 à 12 kgrs par mètre carré de section.

Avec le tirage forcé on peut atteindre 150 m/m.

Tirage naturel.

— La cheminée assure le tirage naturel. Sa section extérieure est environ le cinquième de la surface de la grille et sa hauteur varie de 20 à 30 mètres.

Avec ces dimensions, on peut arriver à brûler 100 à 120 kilogrammes de charbon par m^2 de surface de grille et par heure.

Le tirage peut être modéré à l'aide d'un registre obturant une partie de la section intérieure de la cheminée.

La cheminée doit être placée sur le côté de la chaudière pour éviter l'écroulement au cas d'explosion.

Les cheminées sont généralement de section circulaire; elles peuvent être de section prismatique ou carrée. La section circulaire est la plus avantageuse.

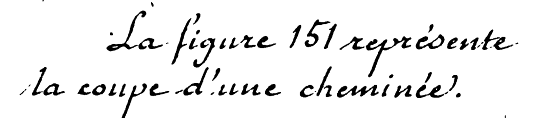

La figure 151 représente la coupe d'une cheminée.

Fig. 151

__Tirage forcé.__ — Lorsque l'on veut brûler plus de 110 kilogrammes de houille par m² de grille, ou lorsque la destination de la machine ne permet pas l'emploi de cheminées suffisamment hautes (locomotives, machines marines, etc...), on a recours au tirage forcé. Il peut être obtenu par une insufflation d'air sous la grille ou par l'aspiration des produits de la combustion dans la cheminée.

__Chaudières.__ — On peut classer les générateurs de vapeur ou chaudières __en trois catégories__:

1° — __Les chaudières à grands corps__ comprenant: (a) — __les chaudières à foyers extérieurs__ (b) __les chaudières à foyers intérieurs__.

2° — __Les chaudières à tubes de fumée__;

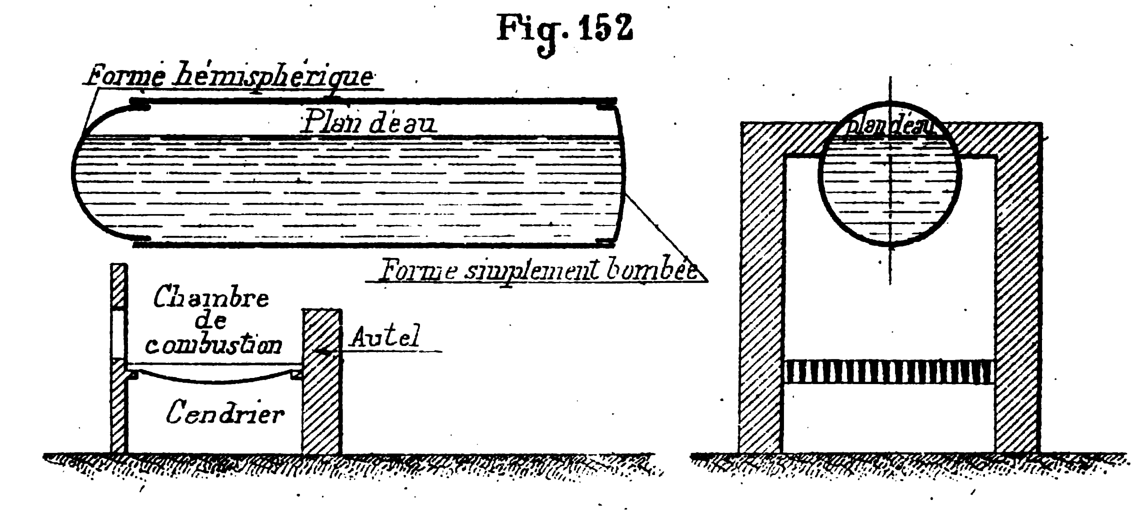
3° — __Les chaudières à tubes d'eau__.

1° — __Chaudières à grands corps__ — (a) __foyers extérieurs__. — __Chaudière cylindrique simple horizontale__. — Le type le plus simple de cette catégorie

est la chaudière cylindrique horizontale.

La section d'une chaudière est généralement circulaire, la forme circulaire étant celle qui résiste le mieux à la pression de l'eau et de la vapeur.

Fig. 152



Le plan d'eau ne doit jamais être inférieur à la partie la plus basse des épaisseurs de maçonnerie. Si le plan d'eau venait à descendre au-dessous de cette limite, les tôles de la chaudière étant fortement chauffées d'un côté et non refroidies de l'autre côté par l'eau, seraient rapidement détériorées et la chaudière courrait des chances d'explosion.

On peut reprocher à ce genre de chaudière ses dimensions et son poids.

Chaudières à bouilleurs. (fig. 153 et 154).

Pour augmenter la quantité de vapeur produite

dans l'unité de temps, il faut augmenter la surface de chauffe. On obtient ce résultat avec les chaudières à bouilleurs en ajoutant à la chaudière simple des capacités auxiliaires appelées bouilleurs, communiquant avec le corps principal de la chaudière au moyen de tuyaux appelés cuissards.

Fig. 153

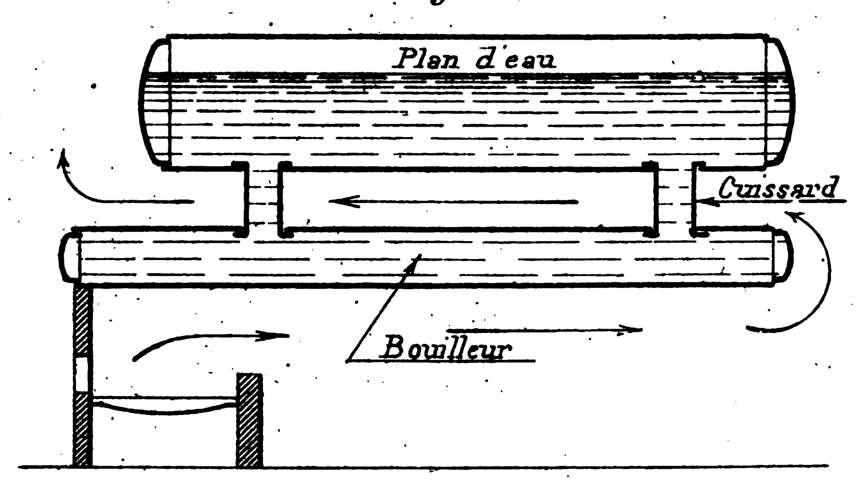
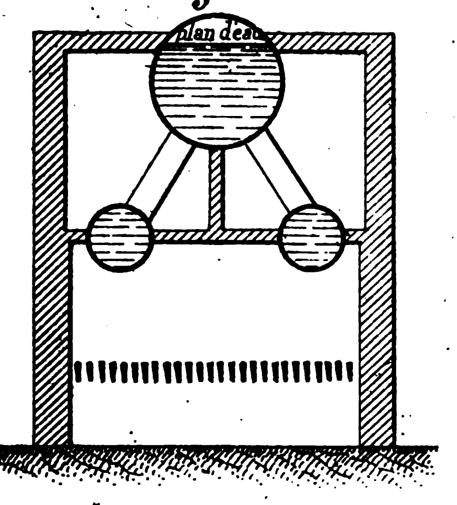


Fig. 154



Comme les bouilleurs sont chauffés directement sur toute leur surface par les flammes du foyer, ils doivent être pleins d'eau. Les gaz refroidis circulent ensuite autour du corps principal.

Les inconvénients des chaudières à bouilleurs

sont les suivants :

1°. Ce sont des générateurs encombrants ;

2°. Ils donnent lieu à des pertes de chaleur à travers les maçonneries.

Ce dernier inconvénient est évité dans les chaudières à foyers intérieurs.

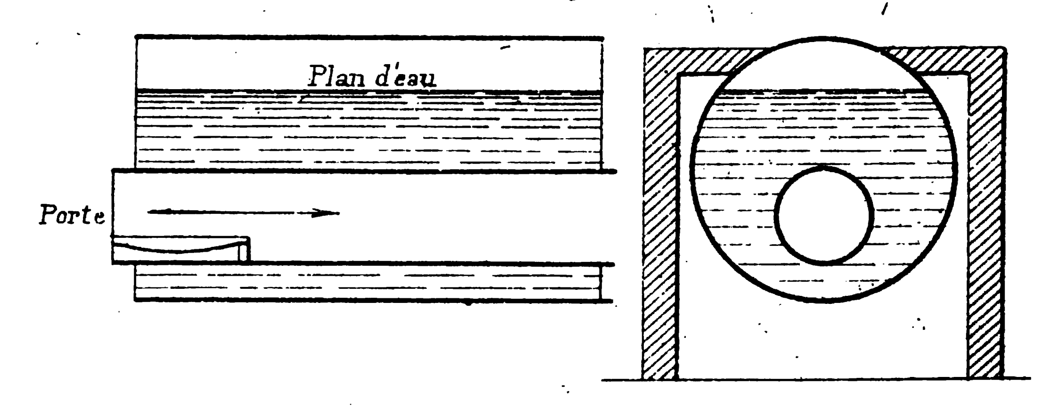
(b). Chaudières à vapeur à foyers intérieurs.

Chaudière de Cornouailles (fig. 155).

La chaudière à un seul foyer est connue sous le nom de chaudière de Cornouailles.

Elle se compose d'une partie cylindrique extérieure renfermant l'eau et la vapeur. A la partie inférieure de ce corps cylindrique et intérieurement se trouve un gros tube contenant le foyer.

Fig. 155



La partie antérieure de ce tube est fermée par une porte ; la grille repose sur un autel, et les

gaz chauds circulant tout le long du tube foyer, reviennent à l'avant de la chaudière au moyen de carnaux en maçonneries et réchauffent l'extérieur de cette chaudière.

Il ne faut pas que le plan d'eau s'abaisse jusqu'à découvrir le dessus du foyer car il s'en suivrait une altération immédiate des tôles.

Fig.156

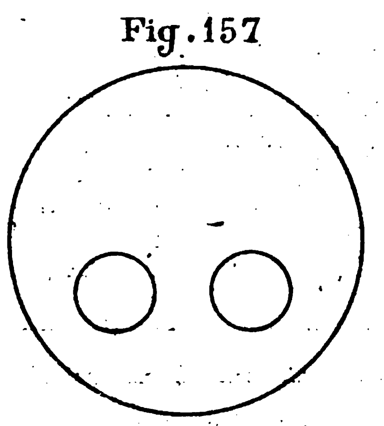
Le tube foyer tend à s'écraser par la pression de la chaudière. On augmente sa résistance en employant des tôles ondulées (fig.156).

L'inconvénient de cette chaudière est que la grille est petite.

Chaudière de Lancashire (fig. 157).

On y a remédié dans la chaudière de Lancashire qui ne diffère de la chaudière de Cornouailles que par l'emploi de deux foyers intérieurs.

Fig.157

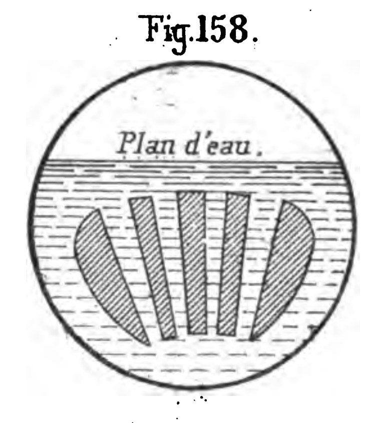


Chaudière Galloway (fig.158)

Dans la chaudière Galloway, les deux foyers intérieurs sont conservés à l'entrée.

Après l'autel, ils aboutissent à une sorte de carneau unique qui se prolonge dans toutes

Fig. 158.



la longueur de l'appareil et que traversent un grand nombre de tubes ayant la forme d'un tronc de cône. Ces tubes mettent en communication l'eau du haut avec celle du bas de la chaudière, et augmentent beaucoup la surface de chauffe.

2° Chaudières à tube de fumée. —

Dans ces chaudières, les produits de la combustion sont obligés de passer dans un grand nombre du tubes en laiton, et plus généralement en acier, qu'entoure l'eau à vaporiser.

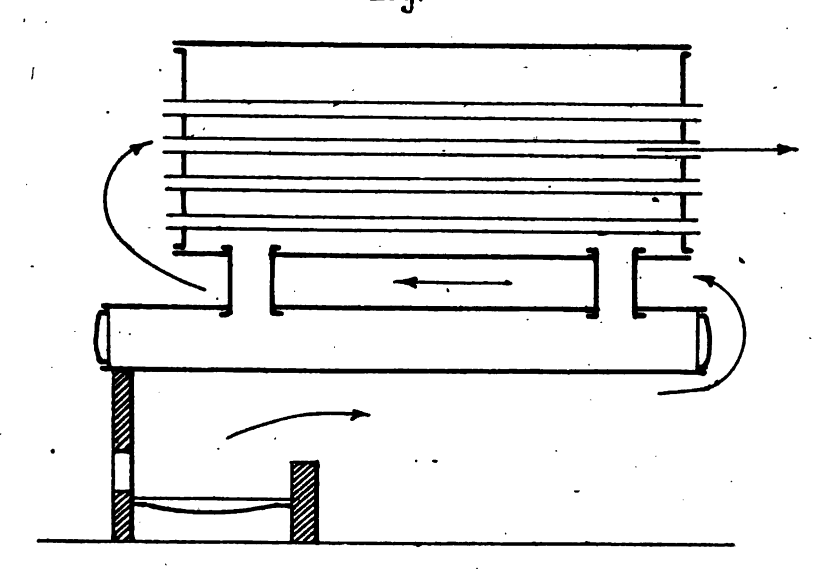
La surface de chauffe devient très grande et permet de réduire le volume extérieur des appareils.

Les chaudières tubulaires, ou mieux à tubes de fumée, se réalisent sous les formes différentes suivantes :

Chaudière avec bouilleurs ou semi-tubulaire (fig. 159) est une chaudière à bouilleurs munie de tubes à fumée dans le corps principal.

La chaleur dégagée par le foyer, passe sous les bouilleurs, revient réchauffer le corps principal et

Fig. 159.



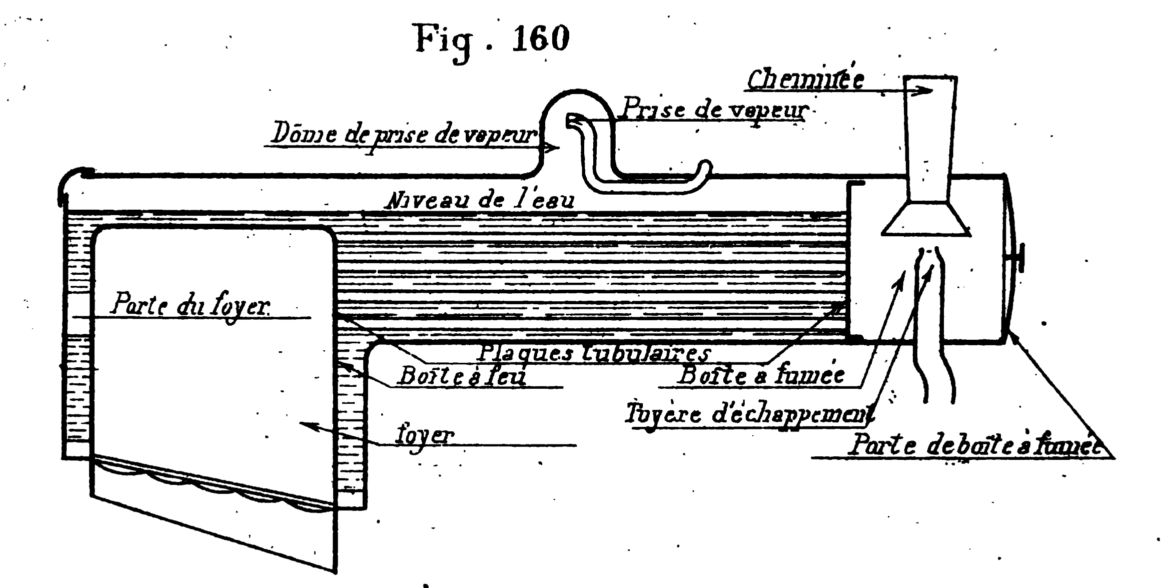
passe de l'avant à l'arrière de la chaudière à travers les tubes du corps principal.

Chaudières de locomotives. — La chaudière de locomotive (fig. 160) est une chaudière à foyer intérieur et à tubes de fumée. Elle se compose de trois parties :

(a) — la boîte à feu, sorte de caisse extérieure à l'intérieur de laquelle se trouve le foyer.

(b) — le corps cylindrique, qui renferme le faisceau tubulaire. Les tubes sont lisses ou à ailettes. Ils sont assemblés aux deux plaques dites tubulaires, placées l'une à la sortie du foyer, l'autre à l'entrée de la boîte à fumée.

Fig. 160



Le corps cylindrique comprend à sa partie supérieure le dôme de vapeur dans lequel se fait la prise de vapeur pour les cylindres. Il a pour but d'éviter l'entraînement d'eau avec la vapeur en augmentant la distance entre la prise de vapeur et la surface de l'eau dans la chaudière.

(C) – la boîte à fumée, dans laquelle les gaz chauds abandonnent leurs escarbilles en ignition avant de s'échapper à l'extérieur par la cheminée.

Dans l'axe de la cheminée se trouve la tuyère d'échappement. La vapeur, après avoir travaillé dans les cylindres, sort en jet dans la cheminée et entraîne une grande quantité d'air. On produit ainsi le tirage nécessaire à la combustion du charbon dans le foyer.

La boîte à fumée est fermée par une porte placée à l'avant de la machine.

3°. — Chaudières à tubes d'eau. —

Dans les chaudières à tubes d'eau, l'eau est placée dans l'intérieur des tubes, ce qui rend inutile le grand corps de chaudière que traversent les tubes à fumée des chaudières précédentes. Le volume d'eau est réduit, ce qui permet une mise en pression rapide et atténue les dangers d'explosion.

Les chaudières à tubes d'eau sont d'une construction assez difficultueuse. On est cependant parvenu à réaliser cette construction sous une forme satisfaisante au point de vue de la production de la vapeur et de l'entretien.

Si la vapeur s'en va, il faut que l'eau prenne sa place, et pour réaliser cette substitution, on a procédé de deux manières :

1°. — En amenant cette eau par petites quantités et au fur et à mesure que la vapeur se forme ;

2°. — En maintenant dans les tubes un courant d'eau qui circule et au milieu duquel la vapeur se forme.

Suivant que l'on emploie l'un ou l'autre de ces deux systèmes, on a :

a. — la chaudière à circulation limitée ;
b. — la chaudière à circulation ordinaire.

a. — Chaudières à circulation limitée. —

Chaudière Belleville (fig 161). — La chaudière Belleville se compose de plusieurs éléments vaporisateurs.

Chaque élément est constitué par une succession de plusieurs tubes formant deux rangées verticales. En réalité, chaque élément ne forme qu'un seul tube plusieurs fois replié sur lui-même, puisque les deux tubes voisins sont tous reliés entre eux à chaque extrémité par une boîte de communication.

Tous les tubes, à leur partie inférieure, communiquant avec un collecteur dit collecteur inférieur.

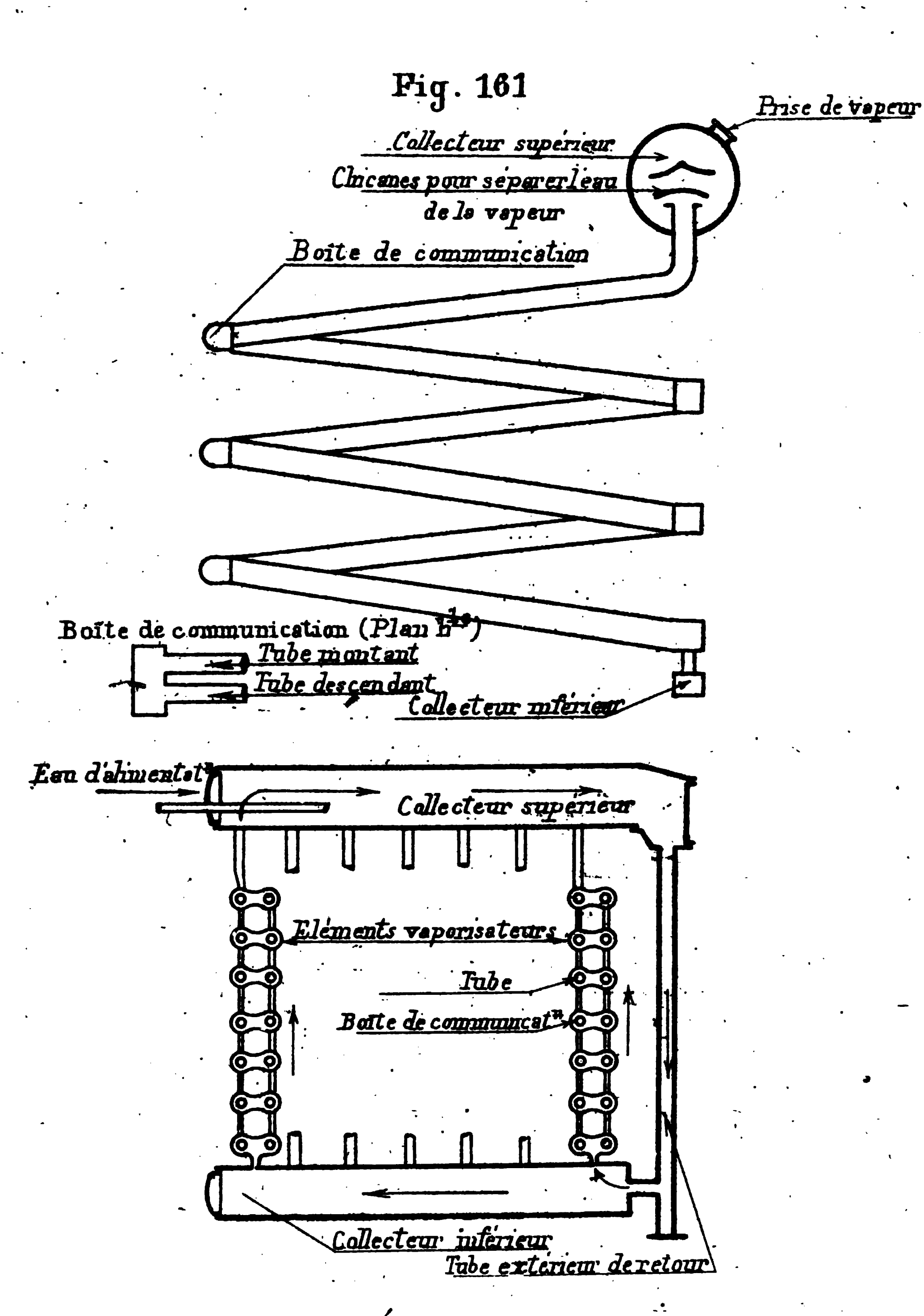
Tous les tubes, à leur partie supérieure, communiquant avec un autre collecteur dit collecteur supérieur.

Tous les éléments ou faisceau tubulaire sont installés au-dessus de la grille et sont cloisonnés de façon à ce que la direction des gaz se fasse en chicane pour mieux utiliser la chaleur dégagée par le combustible.

En outre, un tube extérieur réunit le collecteur inférieur au collecteur supérieur et l'eau d'alimentation étant envoyée dans ce dernier collecteur se rend au collecteur inférieur en passant par le tube extérieur.

La circulation d'eau s'établit comme l'indiquent les flèches du dessin.

Chaudière Serpollet. — Ce générateur comprend une seule conduite formée par des tubes accouplés en acier (fig. 162). On injecte l'eau sous pression qui se vaporise en passant d'une extrémité à l'autre de la conduite. La vapeur est surchauffée à la sortie de ce tube.


Fig. 161
Prise de vapeur
Collecteur supérieur
Chicanes pour séparer l'eau de la vapeur
Boîte de communication
Boîte de communication (Plan
Tube montant
Tube descendant
Collecteur inférieur
Eau d'alimentat.
Collecteur supérieur
Éléments vaporisateurs
Tube
Boîte de communicat.
Collecteur inférieur
Tube extérieur de retour

Les tubes employés dans cette chaudière affectent en coupe la forme d'un croissant (fig. 164). Ils sont très épais et l'espace réservé au passage de l'eau et de la vapeur n'est que de 3 à 4 millimètres.

Fig. 162. (Tubes montés.)

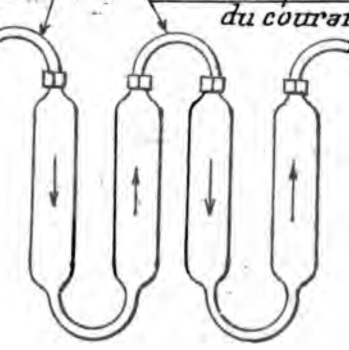


Fig. 163 (Tube isolé)

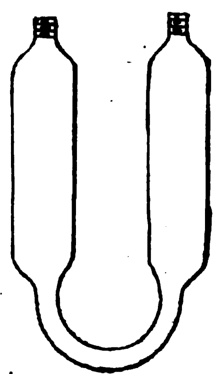
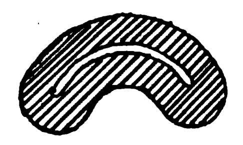


Fig. 164
Coupe d'un tube Serpollet



On a donné cette épaisseur de métal aux tubes pour éviter qu'ils soient brûlés par les gaz chauds du foyer, le refroidissement à l'intérieur étant très faible, puisqu'ils ne contiennent que très peu d'eau. L'avantage de cette disposition est d'obtenir une vaporisation très rapide.

La chaudière Serpollet est employée pour les voitures automotrices à vapeur sur route et sur rails, entre autres pour les tramways.

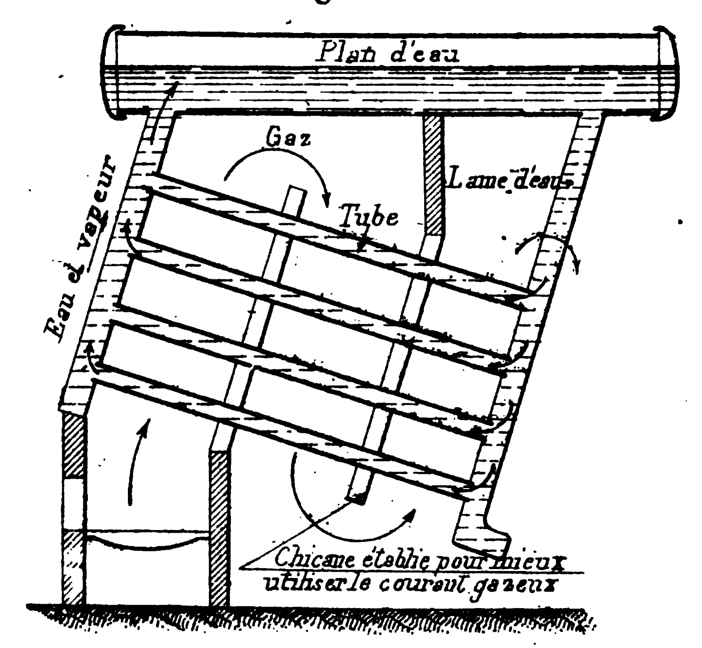
(b) _ Chaudières à circulation ordinaire.

Dans ces chaudières, le collecteur inférieur et le tube de retour n'existent plus, les tubes communiquent par leurs deux bouts avec le collecteur supérieur.

Chaudière Babcock et Wilcox (fig. 165).

Le corps cylindrique placé à la partie supérieure est d'un diamètre relativement petit par rapport à celui des chaudières à grands corps ; de ce corps cylindrique partent à chaque extrémité deux lames d'eau presque verticales et réunies par des tubes rectilignes et faiblement inclinés sur l'horizontale.

Fig. 165



Chaudière Niclausse. — La chaudière Niclausse (fig. 167) se compose de tubes vaporisateurs (fig. 166) constitués de la façon suivante : chaque tube fermé à l'une de ses extrémités, contient à l'intérieur un petit tube concentrique ouvert à ses deux extrémités et n'allant pas jusqu'au fond du premier.

Ces tubes sont un peu inclinés sur la position

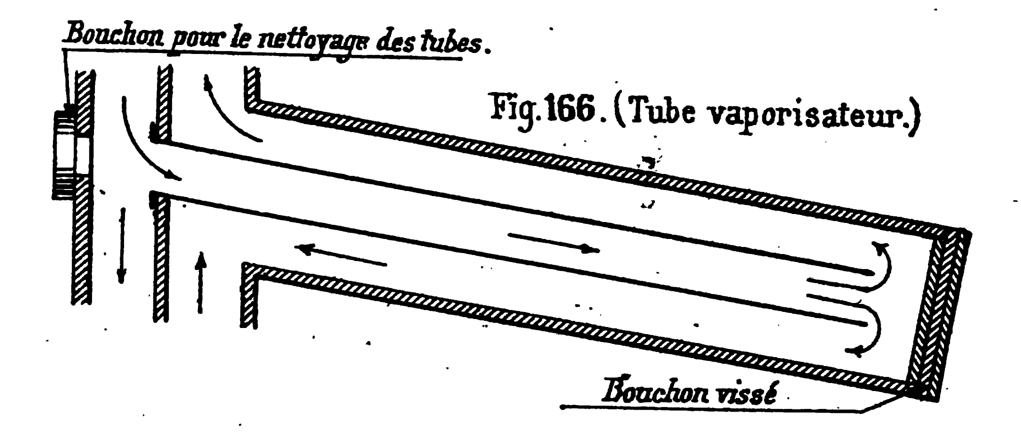


Fig. 166. (Tube vaporisateur.)

horizontale et montés sur une lame d'eau verticale que l'on a divisé en deux parties.

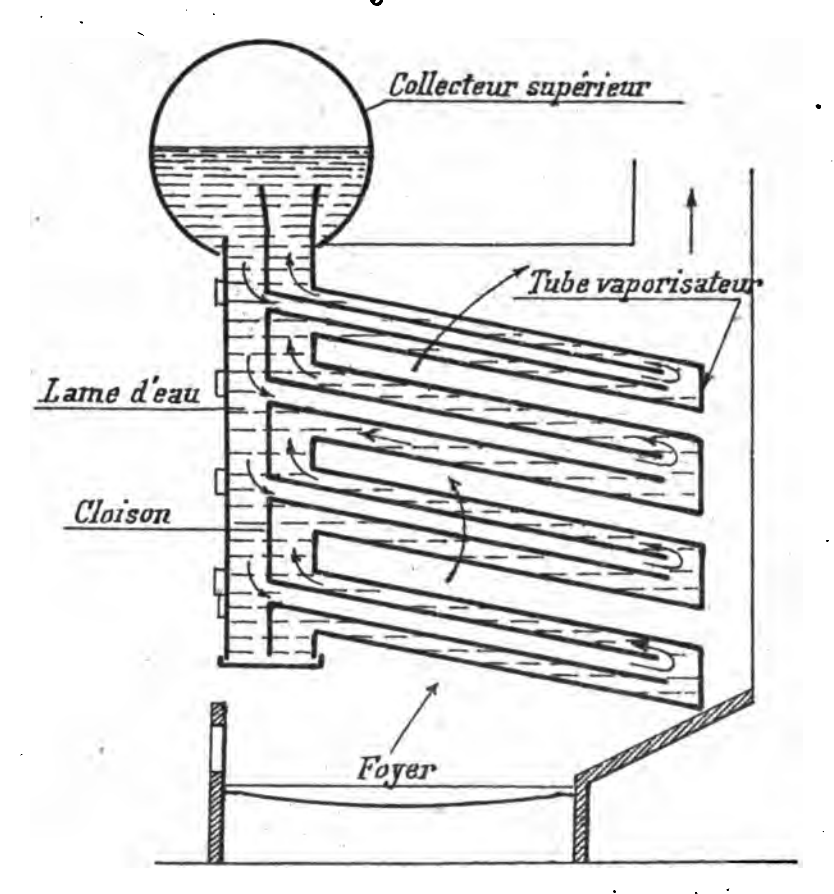
Le tube intérieur communique avec la cloison avant de la chaudière et le tube extérieur avec l'autre.

Quant à la lame d'eau, elle est reliée à sa partie supérieure avec le collecteur supérieur.

Dans ces conditions, l'eau renfermée dans la cloison avant de la chaudière pénètre dans les tubes concentriques par le tube intérieur et vient remplir l'intervalle existant entre ces tubes où

elle se vaporise.

Fig. 167.



Comme les tubes sont quelque peu inclinés, la vapeur remonte et va au collecteur supérieur en passant par la cloison arrière de la lame d'eau.

Il s'établit ainsi un courant de circulation très rapide.

155. _Alimentation._

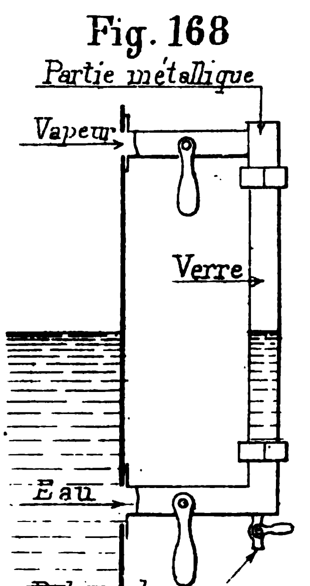
155. — **Alimentation et appareils de sûreté des chaudières. — Appareils indicateurs du niveau de l'eau dans les chaudières.** — Nous avons vu que le niveau de l'eau dans les chaudières ne doit pas descendre au-dessous d'une certaine limite ; comme, d'autre part, il ne faut pas qu'il monte trop haut sous peine d'avoir des entraînements d'eau dans les mécanismes de propulsion et de distribution des machines, il est nécessaire de connaître à chaque instant le niveau de l'eau dans la chaudière.

C'est le rôle des appareils indicateurs.

En France, un règlement prescrit par chaudière l'emploi de deux de ces appareils indicateurs dont un avec tube en verre.

Tube de niveau d'eau. — Le tube de niveau d'eau (fig. 168) se compose essentiellement d'un tube en verre ou en cristal en libre communication avec la chaudière.

Fig. 168



Par la partie supérieure, il communique avec la portion remplie de vapeur ; par la partie inférieure avec celle contenant de l'eau.

Il est aisé de voir que par le principe des vases communicants,

le niveau de l'eau est le même dans le tube et dans la chaudière.

Robinets de jauge. — On se sert aussi des robinets de jauge comme indicateurs de niveau.

Ces robinets sont généralement au nombre de deux. L'un est placé au-dessous du plan d'eau, l'autre au-dessus.

Le premier doit fournir constamment de l'eau, le second constamment de la vapeur.

Flotteur magnétique. — Cet appareil (fig. 169) est basé sur la propriété des aimants.

Il se compose d'un cylindre de cuivre reposant sur un tube de fonte. A l'intérieur de cet ensemble se meut, solidairement avec la tige du flotteur, un aimant, dont l'extrémité supérieure vient affleurer le cylindre de cuivre.

A l'extérieur, et en contact avec la paroi de ce cylindre, on a placé derrière une glace, une petite aiguille de fer doux qui suit les mouvements de l'aimant et rend

Fig. 169

visible les variations du plan d'eau dans la chaudière.

Cet appareil est complété par l'adjonction de deux sifflets d'alarme.

Sur la tige qui relie le flotteur à l'aimant sont fixés deux butoirs qui viennent alternativement, lorsque l'aiguille indicatrice arrive aux dernières limites de sa course, appuyer sur les commandes des sifflets et préviennent ainsi du manque et du trop d'eau. Le sifflet inférieur a pour but d'éviter une explosion de la chaudière, celui supérieur prévient les accidents également graves, qui peuvent arriver aux machines par les entraînements d'eau.

Alimentation des chaudières. —

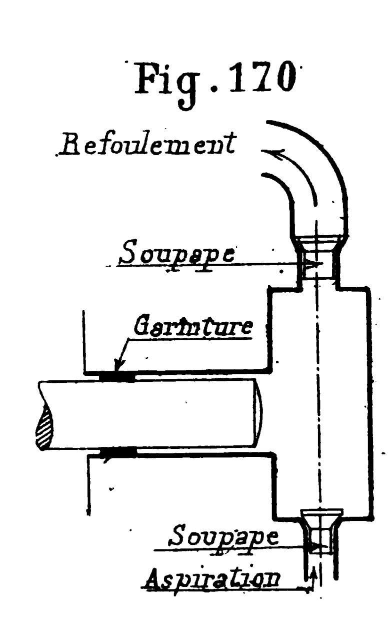
Les appareils d'alimentation les plus usités sont :
les pompes alimentaires,
et les injecteurs.

Pompe alimentaire. — La pompe alimentaire est une pompe ordinaire (fig. 170), à piston plongeur.

Elle comporte deux soupapes, l'une pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement.

La pompe alimentaire est commandée soit par la machine elle-même, soit par un petit moteur spécial.

Injecteur de



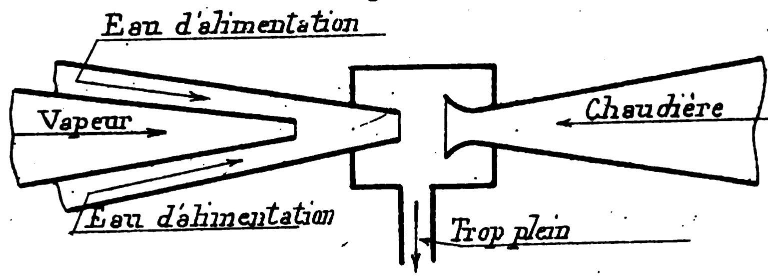
Injecteur de vapeur

(fig. 171). Il se compose de : quatre parties essentielles :

1° la tuyère à vapeur orifice généralement conique et destiné à donner un jet de vapeur qui s'écoule avec une grande vitesse.

2° la tuyère à eau ou chambre de l'injecteur.

La vapeur, en s'écoulant par la première tuyère, appelle l'eau d'alimentation et du mélange des deux jets, il résulte un



jet liquide d'eau chaude encore animé d'une vitesse assez grande, 60, 80, 100m par seconde.

3° le tube divergent. Ce tube est placé en regard de la tuyère à eau et reçoit le jet d'eau chaude.

Son fonctionnement résulte du phénomène hydraulique suivant :

Lorsqu'on fait circuler une masse liquide dans une canalisation à section variable, la pression du liquide augmente quand la vitesse diminue et inversement.

La pression, à un moment donné, arrive à être supérieure à celle de la chaudière où l'eau peut alors pénétrer.

4° le trop plein qui permet l'écoulement de la veine liquide tant que l'appareil n'est pas amorcé.

Comme complément à ce dispositif, une soupape appelée chapelle de refoulement est installée à l'arrivée du tuyau d'alimentation dans la chaudière pour éviter que celle-ci se vide par l'injecteur.

Les principales qualités des injecteurs sont : qu'ils se manoeuvrent facilement et qu'ils fonctionnent sous des pressions diverses.

Manomètres

— La pression s'exprime par le nombre de kilogrammes qui s'exerce sur chaque cm^2 de la surface et se mesure à l'aide d'un manomètre :

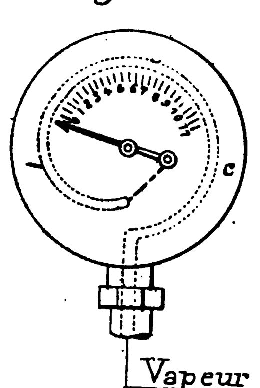
On ne considère que la pression effective c'est-à-dire la pression totale dans la chaudière, diminuée de la pression extérieure, ce qui veut dire que si l'on consulte un manomètre adapté à une chaudière à vapeur et que ce manomètre marque 10 kilogr^mes^, chaque cm^2 de la paroi supporte une

pression de 11 kilogrms du dedans au dehors, et 1 kilogrm. environ, du dehors au dedans.

Les appareils les plus employés sont les manomètres métalliques du type Bourdon ou dérivés de ce type.

Le manomètre se compose (fig. 172) d'un tube métallique à paroi mince et à section elliptique qui reçoit la vapeur. Ce tube est enroulé en spirale, ouvert d'un côté, fermé de l'autre; par son extrémité ouverte, il communique avec la chaudière au moyen d'un robinet, l'autre extrémité est libre et commande une aiguille.

Fig. 172

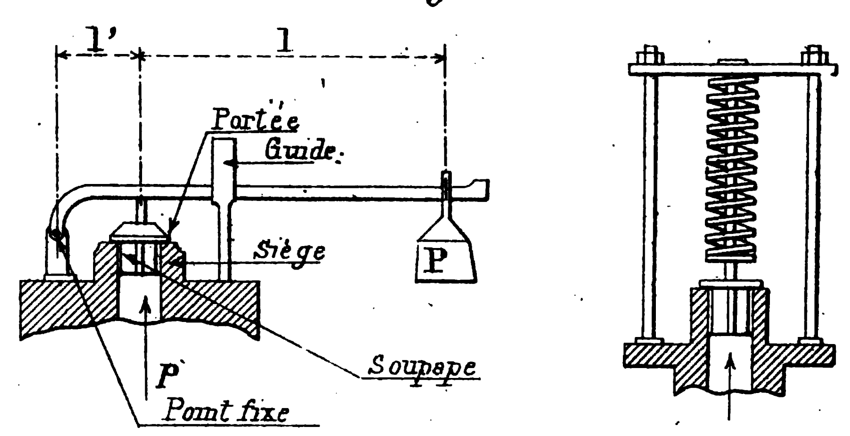


Par sa forme même, le tube tend à s'ouvrir à mesure que la pression intérieure augmente et l'extrémité libre fait déplacer l'aiguille sur un cadran divisé où les pressions sont marquées en kilogs effectifs.

Soupapes de sûreté. — Chaque chaudière, d'après la loi, doit être munie de deux soupapes de sûreté, chargées de manière à laisser la vapeur s'écouler dès que sa pression effective atteint la limite maximum indiquée par le timbre réglementaire.

Les soupapes de sûreté (fig 173) se composent, en principe, d'un siège fixe et de la soupape proprement dite reposant sur une petite partie ou portée du dit siège.

Fig. 173



Le siège est tantôt plan, tantôt conique. Mais, dans tous les cas, les portées doivent être soigneusement rodées pour éviter toute fuite de vapeur.

Dans les soupapes à poids, il faudrait un poids trop considérable pour la charger directement. A l'aide d'un levier on fait usage d'un poids moindre en le suspendant à l'extrémité du grand bras. La condition d'équilibre de la soupape est :

$$pSl' = Pl.$$

S étant la surface de la soupape en cm²
p la pression en kgs par cm².

l′ le petit bras du levier.

P le poids qui charge la soupape.

l le grand bras de levier.

Dans les locomotives et les locomobiles, le poids est remplacé par un ressort placé dans les anciennes machines à l'extrémité d'un levier (balance de locomotive) et dans les modernes directement au-dessus de la soupape.

Ces dernières soupapes sont appelées soupapes à ressort.

156. — Conduites de vapeur. — La vapeur est conduite du générateur à la boîte à tiroir du moteur proprement dit à l'aide de conduites qui doivent être établies de façon à éviter que l'eau produite par la condensation partielle de la vapeur soit entraînée au moteur.

L'eau accumulée dans les coudes, les boîtes à valves, etc...., peut donner lieu par son entraînement lors de l'ouverture des valves à des coups d'eau ou coups de béliers pouvant provoquer l'éclatement de certaines parties de la conduite et par suite de graves accidents.

Il convient de réduire autant que possible les pertes par refroidissement de la vapeur dans les conduites en protégeant celles-ci par des enveloppes calorifuges.

Ces enveloppes consistent en carton d'amiante, bourrelets en feutres formés de substances

filamenteuses légères, soie, amiante, liège, laines, etc......

Il faut, dans l'installation des longues conduites, prévoir les dispositifs permettant leur libre dilatation, qui peut atteindre 1 m/m à 2 m/m 5 par mètre pour des différences de température de 120° à 150°.

Les dispositifs consistent en joints de dilatation télescopiques ou en inflexion des tuyaux en lyre ou col de cygne leur donnant de l'élasticité.

157. — Machines à vapeur à mouvement alternatif.

Principe du fonctionnement. — La vapeur venant du générateur est envoyée par les conduites dans un cylindre (fig. 174), où peut se déplacer un piston P. Elle pénètre en A et en raison de la différence des pressions exercées sur les deux faces du piston, celui-ci est chassé vers la droite.

Fig. 174

En intervertissant la communication de vapeur, c'est-à-dire en faisant arriver la vapeur en B et en faisant communiquer le côté A avec l'atmosphère, le piston est chassé vers la gauche.

La tige T prend donc un mouvement alternatif rectiligne que l'on peut transformer en un mouvement de rotation continu au moyen d'une bielle et d'une manivelle.

La vapeur agissant ainsi alternativement sur les deux faces du piston, la machine est dite à double effet.

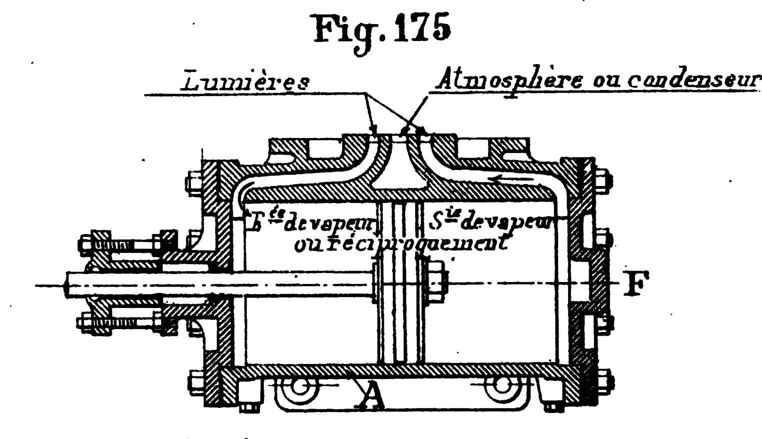
Dans les premières machines à vapeur, la vapeur n'agissait que sur l'une des faces du piston et la machine était dite à simple effet. La rotation continue était due à l'emploi d'un volant qui, pendant la course motrice, emmagasinait l'énergie nécessaire pour ramener le piston à son point de départ.

Lorsque la manivelle OL se trouve en OM ou en ON ou dans le voisinage des points M ou N, on dit qu'elle est au point mort. Il faut alors, pour que la machine puisse démarrer, soit placer d'avance la machine dans la position la plus favorable pour le démarrage, soit qu'elle possède au moins deux cylindres dont les pistons attaquent deux manivelles calées à angle droit.

158. - Cylindres.

158. — Cylindres. — Les cylindres des machines à vapeur (fig. 175) sont généralement constitués par un corps cylindrique A en fonte fermé à ses extrémités par

Fig. 175



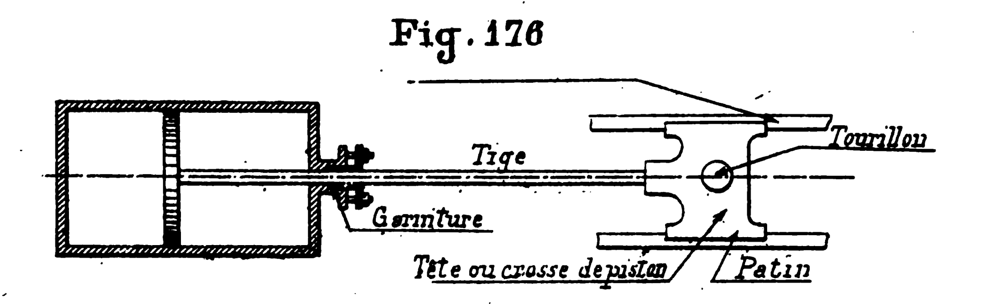
deux fonds F et F'; l'un de ces fonds comporte le passage de la tige de piston et le presse-étoupe de cette tige.

Il est nécessaire que l'échange de calories entre l'atmosphère et la vapeur soit le plus faible possible; aussi enveloppe-t-on la surface extérieure de calorifuges. Pour éviter les condensations d'eau au moment de la mise en marche une double enveloppe permet d'établir autour des parois du cylindre une circulation de vapeur.

159. — Piston. — Les pistons doivent former joint étanche contre la surface du cylindre.

L'étanchéité est obtenue généralement au moyen

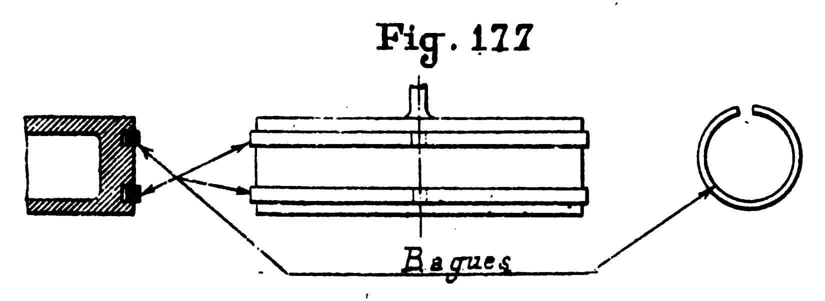
Fig. 176



de bagues métalliques élastiques fendues (fig. 177), appelées segments. Ces bagues tendent à s'ouvrir et s'appliquent sur la surface du cylindre.

On monte généralement deux bagues sur un piston.

Fig. 177



Au centre du piston est montée une tige (fig. 176) qui sort du cylindre à travers une garniture pour éviter les fuites de vapeur. L'extrémité extérieure de cette tige s'emmanche dans la tête ou crosse de piston qui porte le tourillon sur lequel s'articule la bielle. De plus cette crosse de piston est munie de patins qui, coulissant dans les glissières, guident la tige du piston.

Transformation du mouvement du piston.

La transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu de l'arbre du moteur se fait au moyen d'une bielle et d'une manivelle.

Bielle. — La bielle (fig. 178) est une tige rigide articulée à chaque extrémité et qui sert à transmettre à la manivelle le mouvement reçu par la tige du piston.

Fig. 178

Corps de bielle

Pied de bielle

Tête de bielle

La tige rigide forme le corps de bielle aux extrémités duquel se trouvent la tête de bielle et le pied de bielle.

Le pied de bielle s'articule sur la tête du piston et la tête sur le tourillon de la manivelle.

Manivelles. — La manivelle (fig. 179) est

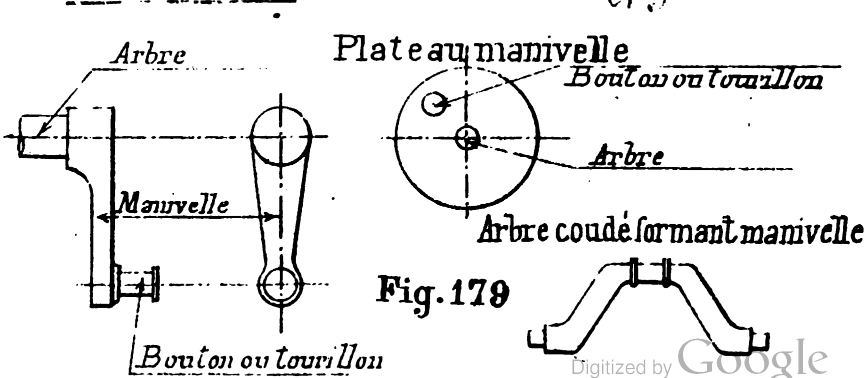


Fig. 179

une pièce rigide qui reçoit le mouvement de la bielle — et qui le transmet à l'arbre moteur sur lequel elle est calée.

La manivelle porte à l'une de ses extrémités le bouton ou tourillon destiné à tourner dans la tête de bielle.

Quand la manivelle ne peut attaquer l'arbre moteur à son extrémité on coude l'arbre pour former manivelle. Lorsque la machine possède plusieurs cylindres, l'arbre peut porter plusieurs coudes.

160. – Différents modes de distribution. —

(a). Distribution par tiroir plan. —

Dans ce mode de distribution, la vapeur est distribuée alternativement sur chacune des faces du piston au moyen d'un organe unique, le tiroir (fig. 183)

Le tiroir est un organe qui met automatiquement en communication l'une des lumières du cylindre avec l'admission et l'autre avec l'échappement.

Pour renverser les communications, le tiroir se meut sur une partie plane appelée table des lumières, faisant partie du cylindre, dans une boîte appelée boîte à vapeur reliée par des conduites avec la chaudière :

Fig. 180

Arrivée de vapeur

Boîte à vapeur

Lumières

Fig. 181

Fig. 183

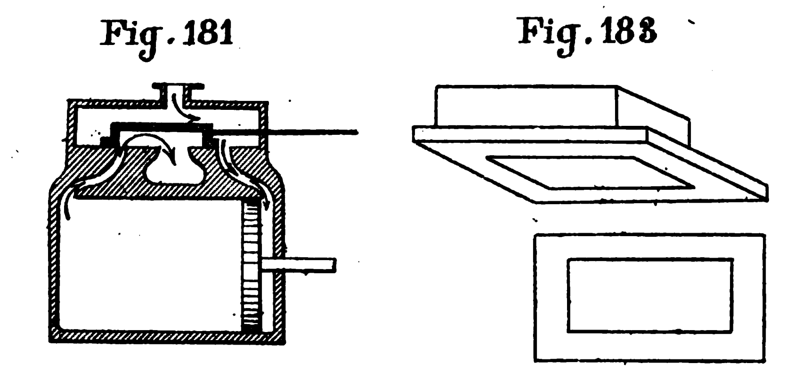


Fig. 182

Cylindre

Lumière d'échappement

Table des lumières

Lumières d'admission

Supposons le piston presque à fond de course à gauche. Dans ces conditions, le tiroir fait communiquer la lumière de droite avec la lumière d'échappement et la face de droite du piston se trouve à la pression de l'atmosphère ou à celle du condenseur. La lumière de gauche étant en communication avec la boîte à vapeur, la face gauche du piston est soumise à la pression de la chaudière.

La différence de pression sur les deux faces du piston fait que celui-ci se déplace de gauche à droite.

Lorsque le piston est arrivé à droite, le tiroir revient en arrière et met en communication la lumière de gauche avec la lumière d'échappement. La lumière de droite est alors en communication avec la chaudière. Par la différence de pression, le piston se meut de droite à gauche.

Ce mouvement du tiroir se fait pour chaque course du piston.

Détente. — Pour obtenir une marche économique, on ne laisse entrer la vapeur de la chaudière que pendant une partie de la course.

Pendant la seconde partie elle se détend et au retour du piston elle s'échappe à une pression supérieure, mais assez rapprochée de celle de l'atmosphère.

Il y a donc économie et meilleure utilisation de la vapeur en la laissant échapper à une pression inférieure à celle de la chaudière au lieu de la laisser échapper à une pression égale.

Le tiroir est donc réglé de façon à ne laisser

entrer la vapeur que pendant une partie de la course. La quantité de vapeur qu'on laisse entrer est variable suivant la machine et suivant la détente que l'on désire obtenir.

Les tiroirs plans ont donné lieu à de nombreux perfectionnements, pour permettre une meilleure utilisation de la vapeur. Les principaux systèmes sont ceux de Mayer, Farcot, Trick, etc...

Commande du tiroir.

— Le tiroir est commandé par une bielle et par une manivelle toujours en avance sur celle du piston. Cette avance est de 90° plus un certain angle appelé avance angulaire.

Ce mécanisme de bielle et de manivelle d'un dispositif souvent spécial est appelé excentrique.

La commande du tiroir est double pour permettre un décalage entre le mouvement du tiroir et celui du piston pour permettre le changement de marche.

Le plus simple des dispositifs de changement de marche est celui dit par coulisse de Stephenson (fig. 184); il se compose essentiellement de deux excentriques B et B_1 calés, l'un à côté de l'autre, sur l'arbre moteur mais à 180° environ l'un de l'autre.

Les barres C et C_1 de ces excentriques sont attelées aux extrémités D, D' d'une coulisse M.

La coulisse est cintrée suivant un arc de cercle dont le rayon est égal à la longueur des barres d'excentriques. Tout point de la coulisse peut

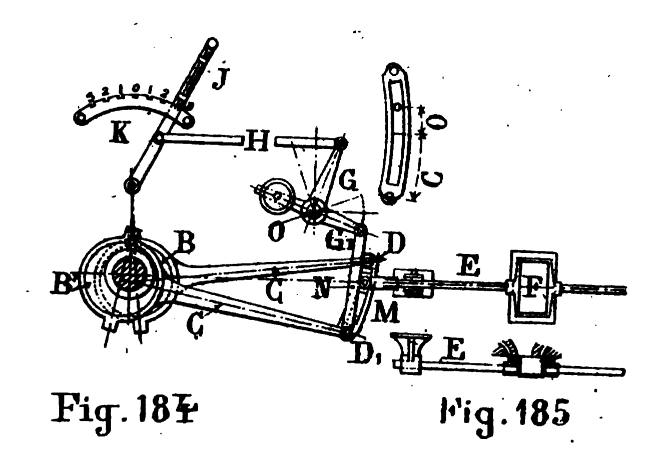


Fig. 184 Fig. 185

servir à conduire le coulisseau qui forme la tête de la tige du tiroir, le point milieu est celui de l'arrêt.

L'axe de l'extrémité D de la coulisse est articulé à l'une des extrémités de la bielle de relevage N, l'autre extrémité de cette dernière étant articulée à l'un des bras du levier G pouvant osciller autour de son axe O, pour permettre à la coulisse de se déplacer dans son plan.

Le fonctionnement de ce système se conçoit facilement, suivant que le coulisseau se trouve entre DM ou D_1M, le mouvement du tiroir se trouve commandé par l'excentrique B ou B_1, ce qui permet d'effectuer le mouvement de la distribution correspondant au changement de marche.

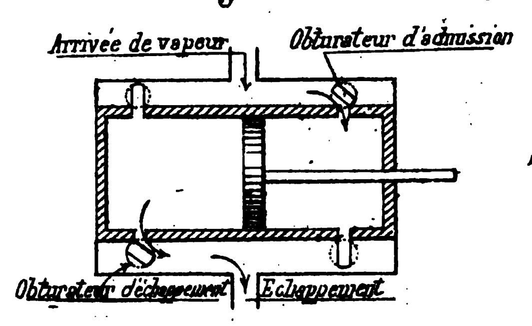
Les dispositifs de commande des tiroirs plans de différents systèmes ont été souvent perfectionnés

et modifiés, les principaux de ces dispositifs sont les coulisses de Gooch, la commande Marschall, Walschaerts, Joye, etc....

(b) _ Distribution par tiroirs cylindriques type Corliss. —

Dans les machines Corliss, la vapeur est distribuée par quatre obturateurs (fig. 186) deux pour l'admission et deux pour l'échappement.

Fig. 186

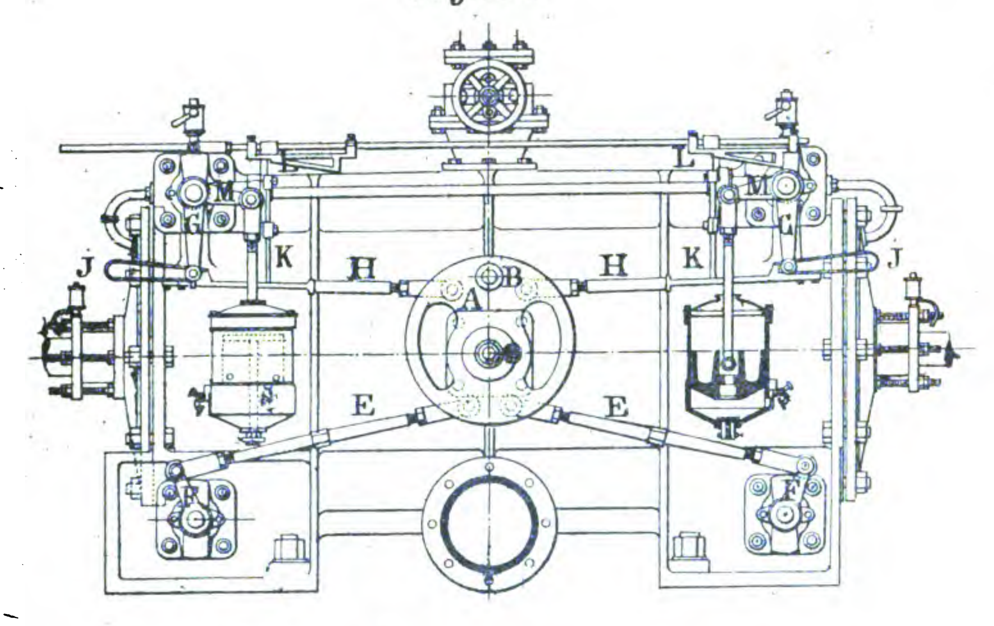


Ces obturateurs sont disposés par paire à chaque extrémité du cylindre.

Chaque obturateur constitue un véritable robinet oscillant. Le mouvement des obturateurs est commandé par un système de bielles H, H, E, E (fig. 187) solidaires d'un même plateau A animé d'un mouvement d'oscillation autour d'un axe fixe O. Le mouvement de ce plateau lui est communiqué par un excentrique solidaire du moteur et dont la barre vient s'articuler sur l'axe B.

Le principal avantage de ce type de distribution est d'obtenir une très rapide ouverture et fermeture des orifices d'admission, ce qui évite le laminage de la vapeur et ses conséquences; de plus, les espaces morts sont réduits au minimum.

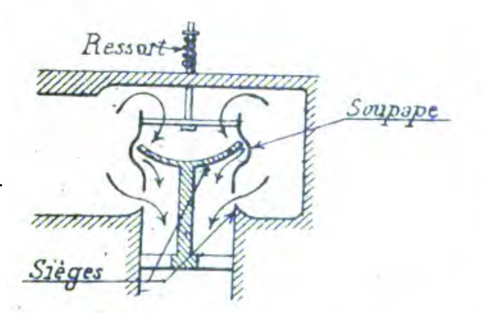
Fig. 187



(C) _ Distribution par soupapes types Sulzer. _

Dans la distribution à soupapes, on remplace les obturateurs précédents par des soupapes à double siège (fig. 188) qui ouvrent une section de passage deux fois plus grande que pour une même levée qu'une soupape à simple siège.

Fig. 188



Les soupapes ont l'avantage sur les tiroirs de ne pas développer pendant leur fonctionnement d'efforts de frottement importants.

La commande des soupapes de distribution des machines Sulzer se

fait à l'aide d'un système de cames approprié.

D'autres systèmes de distribution par soupapes, Collmann, Riedinger, etc.... utilisent pour la levée des soupapes différents systèmes de leviers et coulisse permettant d'obtenir de brusques mouvements de levier et d'abaissement de ces soupapes.

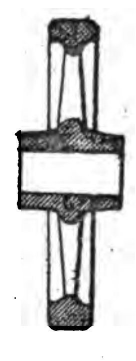
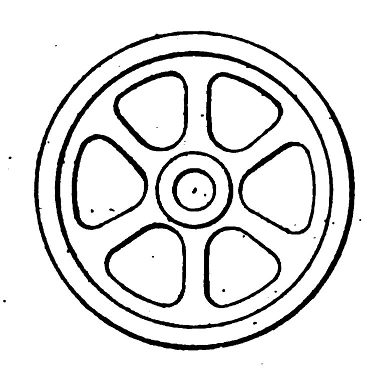
161. — Volant. — Le travail transmis par le piston à l'arbre moteur à l'aide du dispositif bielle et manivelle est essentiellement variable. Les lois des variations de ce travail peuvent être déterminées. Le rôle du volant est de régulariser le mouvement de rotation de l'arbre moteur en absorbant l'excès de travail de la puissance motrice, pour le restituer ensuite de façon à maintenir les écarts de la vitesse entre des limites convenables et déterminées à l'avance.

Le volant d'une machine est généralement constitué par un anneau pesant en fonte relié à un moyeu par des bras, le moyeu est claveté sur l'arbre moteur.

Le poids et les dimensions du volant sont fonctions des variations de puissance dues au fonctionnement de la machine et aux variations de l'effort résistant.

La résistance des différents éléments des volants doit être soigneusement calculée, car ils sont appelés à résister accidentellement à de

Fig. 189

de très grandes variations de puissances vives.

La vitesse tangentielle de la jante peut varier de 5 à 30 mètres par seconde.

Empiriquement l'on peut dire que le nombre de bras d'un volant (fig. 189) doit être tel que la plus grande distance entre deux bras consécutifs mesurée à la jante, soit au plus égale à 1m,50 pour les volants ne dépassant pas 4 mètres de diamètre et à 2 mètres pour les volants d'un diamètre supérieur à 4 mètres.

La section des bras est généralement elliptique et le grand axe, qui est dans le plan moyen de la jante, est double du petit. La surface de la section du bras est environ le 1/4 de la section de la jante, près du moyeu, et le 1/6 près de la jante.

On donne au moyeu un diamètre double du diamètre de l'arbre et une longueur variant entre 1,5 et 2 fois ce même diamètre.

Les volants sont souvent utilisés comme poulies ou roue dentée pour la transmission du mouvement aux machines à actionner.

162. — Régulateur. — Le régulateur d'une machine est un dispositif sensible aux variations de vitesse angulaire de la machine et destiné à proportionner l'effort moteur de celle-ci à l'effort résistant, lorsque ce dernier vient à varier.

Le régulateur d'une machine à vapeur peut agir sur la durée de l'admission de vapeur aux cylindres de la machine ou, par étranglement de la canalisation de vapeur, sur la pression de celle-ci au moment de l'admission.

Les régulateurs sont généralement composés (fig. 190) de masses pesantes E F réunies par des leviers articulés de telle sorte qu'un déplacement quelconque de ces masses, suivant les flèches, est transmis aux organes distributeurs de la machine.

Fig. 190

Le régulateur de Watt est une application du pendule cônique. Il se compose d'un axe vertical H auquel la machine imprime un mouvement de rotation au moyen d'une transmission spéciale. Sa vitesse est par suite dans un rapport constant avec celle de la machine.

Aux deux extrémités d'une traverse A C solidaire de H on articule deux bras d'égales

longueur terminée par des sphères pesantes E, F de même poids.

Aux points B et D on articule des barres BB', DD' reliées à un manchon M mobile suivant l'axe de H. Ce manchon, dans ses déplacements, commande les organes de distribution.

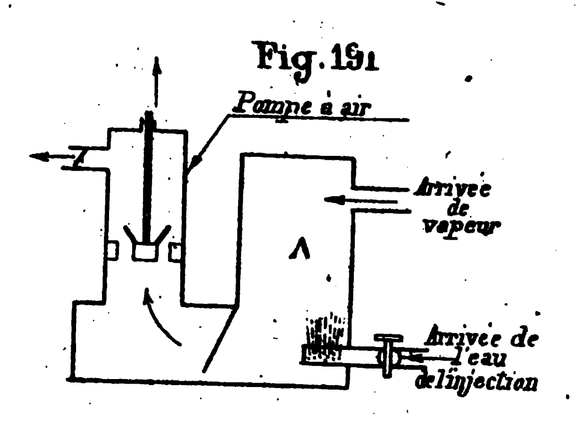
On a établi beaucoup de systèmes de régulateurs dérivés de celui de Watt ; les principaux sont : les régulateurs Porter, Franck, Andrade, de Buss, de Pröll, Foucault, Fland, etc....

163. — <u>Condensation</u>. — Nous avons vu précédemment que la vapeur admise dans le cylindre d'une machine à vapeur, travaillait en se détendant jusqu'à une pression le plus près possible de celle de l'atmosphère. Cette pression est d'ailleurs variable suivant le degré de la détente.

Lors du mouvement de retour du piston pendant la phase de l'échappement, la faible pression de la vapeur dans le cylindre engendre sur le piston un travail négatif. C'est ce travail que l'on cherche à réduire en diminuant le plus rapidement possible la pression de la vapeur à évacuer.

Le <u>condenseur</u> est, en principe, un vase clos mis en communication avec le cylindre au moment de l'échappement, la vapeur est alors refroidie à une assez basse température

(30 à 40°) elle se condense et abaisse sa tension à une valeur correspondant à peu près à sa température. La pression dans les condenseurs est d'environ $0^k,10$ à $0^k,15$ par cm^2; ce vide relatif se fait sentir dans le cylindre de la machine où



il vient s'ajouter à l'action motrice en diminuant la contre-pression.

Les condenseurs appartiennent à deux genres principaux:

(a) — <u>les condenseurs à mélange</u>.
(b) — <u>les condenseurs à surface</u>.

a) — Condenseurs à mélange. —

Le condenseur par mélange (fig. 191) est constitué essentiellement par une capacité A close dans laquelle est injectée de l'eau froide finement pulvérisée.

La vapeur d'échappement arrivant dans cette capacité se condense au contact de l'eau froide en se mélangeant avec elle.

Ce mélange est évacué à l'aide d'une pompe aspirante appelée <u>pompe à air</u>.

b) – Condenseurs à surface. – Le condenseur à surface est constitué par une capacité close A dans laquelle la surface condensante est formée par un grand nombre de tubes dans l'intérieur desquels circule de l'eau froide.

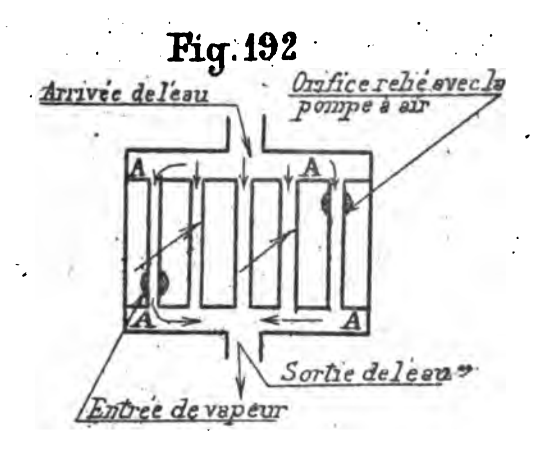


Fig. 192

La circulation de l'eau dans ces tubes est obtenue au moyen d'une pompe dite de circulation.

Le condenseur est aussi muni d'une pompe pour enlever l'eau provenant de la condensation de la vapeur au contact des tubes. Les condenseurs à surface sont employés dans les cas où l'on peut se procurer facilement de grandes quantités d'eau froide, particulièrement dans les machines marines.

Lorsque l'eau est rare ou coûteuse, on peut la refroidir pour l'employer de nouveau. Pour cela, on la divise et on la met en contact avec l'air, qui en abaisse la température par conductibilité et surtout par évaporation d'une fraction de liquide.

164. – Machines à expansion multiple. –

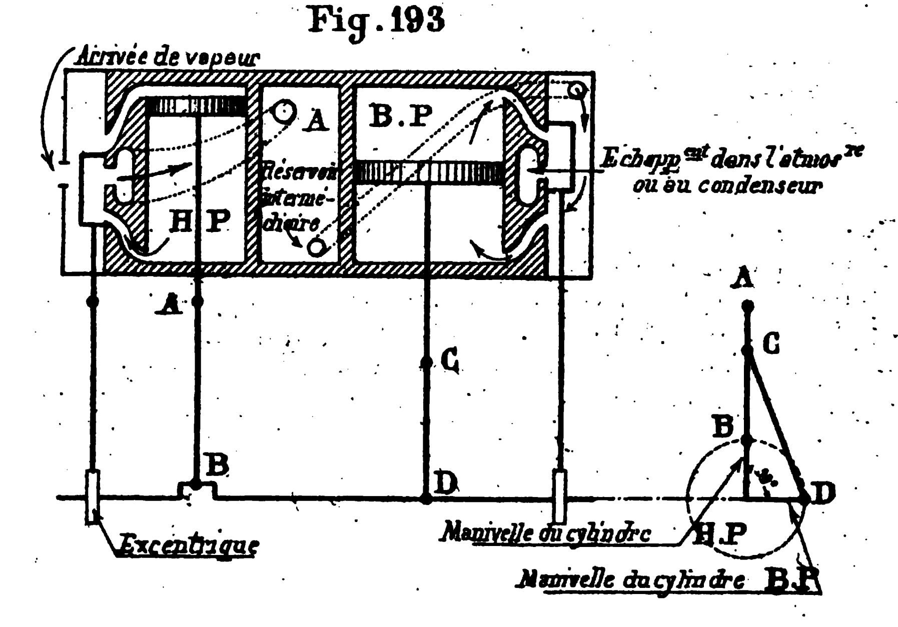
La détente de la vapeur dans un cylindre unique présente des inconvénients que l'on a cherché à

éviter par l'emploi de détentes successives dans plusieurs cylindres. Les premières machines basées sur ce principe furent construites par Wolff. (fig. 193).

La vapeur de la chaudière est admise dans le cylindre HP (haute pression) où elle se détend jusqu'à une pression bien supérieure à celle de l'atmosphère. Lors de la phase d'échappement du cylindre HP, elle est évacuée dans une capacité A, mise, par l'intermédiaire du dispositif de distribution du cylindre B.P. en communication avec ce dernier. Le volume des cylindres HP et B.P est tel que le même poids de vapeur puisse être utilisé dans chacun d'eux.

Le fonctionnement des <u>machines à expansion multiple</u> est le même; la vapeur est successivement

Fig. 193



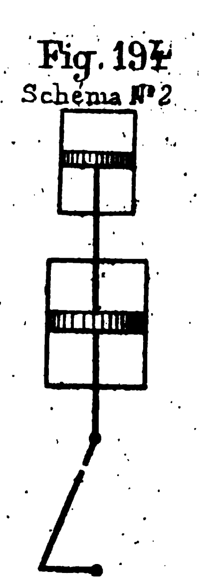
admise dans une série de cylindres de volume croissant. La vapeur, venant de la chaudière arrive dans un petit cylindre dit à <u>haute pression</u>, passe ensuite dans une série de plusieurs cylindres, le dernier étant dit à <u>basse pression</u>,

puis s'échappe dans l'atmosphère ou dans le condenseur. La vapeur n'entre pas directement d'un cylindre dans le cylindre voisin. Un cylindre déverse sa vapeur dans un réservoir intermédiaire d'où elle passe dans un autre cylindre.

Chaque cylindre possède son mécanisme de distribution. Dans la distribution par tiroir, par exemple, chaque cylindre possède son tiroir et ses lumières d'admission et d'échappement. La lumière d'échappement d'un cylindre et les lumières d'admission du cylindre suivant communiquent avec le même réservoir intermédiaire.

Les machines à deux cylindres successifs sont appelées machines compound.

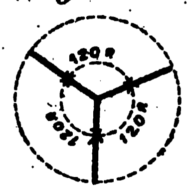
Fig. 194
Schéma N° 2



Lorsqu'on intercale un et quelquefois deux cylindres dits intermédiaires entre le cylindre à haute pression et le cylindre à basse pression, on obtient les machines à triple expansion et les machines à quadruple expansion, tous ces cylindres successifs étant toujours séparés du cylindre voisin par un réservoir intermédiaire.

Dans les machines à triple expansion, on peut grouper les cylindres à côté les uns des autres comme (fig. 193), les trois

Fig. 195



manivelles font alors un angle de 120° entre elles (fig. 195).

On peut aussi disposer deux cylindres en tandem (fig. 194). On donne les dispositions analogues aux machines à expansion multiple.

Les avantages des machines à expansion multiple sur les machines ordinaires sont les suivants:

1°. _ Emploi économique de la vapeur. _ À égalité de puissance développée, la dépense de vapeur est sensiblement moindre.

2°. _ Détente plus complète et meilleure. _ La vapeur se détendant successivement dans les divers cylindres.

3°. _ Utilisation des hautes pressions. _ Dans les machines à un cylindre, on utilise généralement des pressions de 5 à 8 kilogs environ; dans les machines Compound, de 8 à 10 kilogs et dans les machines à triple expansion de 10 à 12 kilogs et même davantage.

4°. _ Diminution des fuites intérieures. _ La différence de pression entre les deux faces d'un piston est en effet moindre, la chute totale de pression étant partagée entre plusieurs cylindres.

L'emploi des machines Compound est surtout économique pour les puissances de 150 chevaux et au-dessus. L'emploi des machines à triple expansion n'est recommandé que pour les

puissances supérieures à 500 chevaux.

165. — <u>Turbines à vapeur</u>. — Dans les turbines à vapeur, la vapeur, au lieu d'agir par pression, sur un piston, s'écoule de la chaudière au condenseur en un jet rapide qui actionne les aubes d'une turbine.

En général, les jets de vapeur sont dirigés par les aubes fixes d'un <u>distributeur</u>, sur les aubes d'une <u>couronne</u> mobile portée par un axe qu'elle fait tourner. De même que dans les turbines hydrauliques, l'entrée de la vapeur doit se faire sans choc dans la couronne mobile et la sortie avec une vitesse réduite.

Dans quelques turbines à vapeur, une couronne unique recueille toute l'action motrice; dans toutes les turbines de construction récente on emploie plusieurs couronnes et l'on obtient la turbine multiple.

<u>Classification</u>. — Il y a plusieurs classifications des turbines à vapeur. Les deux principales reposent sur le mode d'action de la vapeur, l'autre sur le sens d'écoulement de la vapeur.

<u>Classification d'après le mode d'action de la vapeur sur les aubes des roues mobiles</u>. — D'après cette classification, les turbines sont divisées en deux groupes principaux : les <u>turbines à action directe</u> et les <u>turbines à réaction</u>.

Les <u>turbines à action directe</u> sont celles dans

lesquelles le travail recueilli sur l'arbre provient entièrement de la force vive de la vapeur.

Les turbines à réaction sont, au contraire, celles dans lesquelles on utilise simultanément la pression de la vapeur et sa détente dans la roue mobile elle-même. En réalité, cette classification est théorique, car dans la pratique, les turbines appartiennent toutes aux deux types; on les classe dans l'une ou dans l'autre catégorie suivant qu'elles se rapprochent plus de l'une que de l'autre.

Il est difficile, en effet, de séparer nettement les divers modes d'action de la vapeur. L'écoulement d'une certaine quantité de vapeur produit un courant et, dans ce courant, la pression se transforme, tout au moins temporairement, suivant la section et le profil des canaux où la vapeur est obligée de passer en force ou vice-versa.

Classification d'après le sens d'écoulement de la vapeur. — Dans cette classification, les turbines sont divisées en trois groupes principaux: les turbines axiales, les turbines radiales centrifuges et les turbines radiales centripètes.

Les turbines sont dites axiales quand l'écoulement de la vapeur est sensiblement parallèle à leur axe de rotation.

Les turbines sont dites radiales centrifuges quand l'écoulement se fait perpendiculairement à l'axe et du centre à la périphérie.

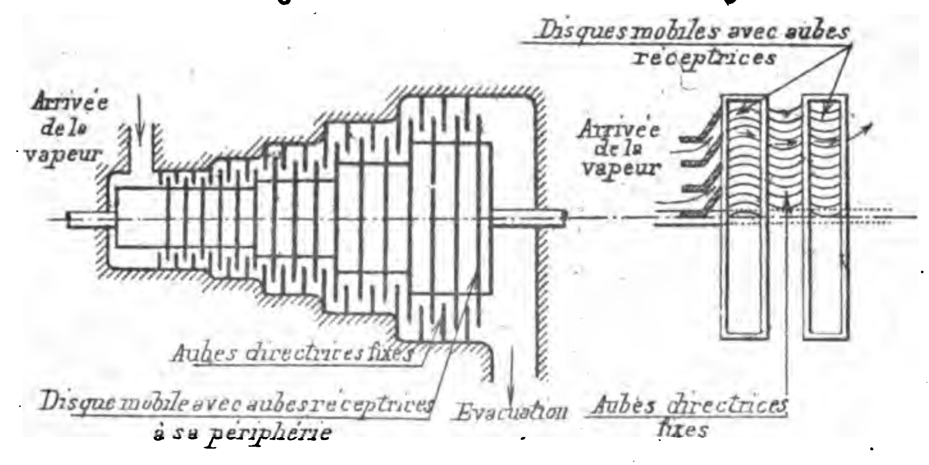
Les turbines sont dites radiales centripètes quand l'écoulement se fait perpendiculairement

à l'axe mais de la périphérie au centre.

Comme types de turbines à vapeur, on peut citer la turbine Parsons qui est une turbine axiale à réaction et la turbine Curtis qui, quoique mixte, se rapproche le plus des turbines à action directe.

Turbine Parsons. — La turbine Parsons (fig. 196-197) est une turbine axiale à réaction. On construit cette turbine multiple en ménageant

Fig. 196 Fig. 197



une série d'enceintes où s'établissent des pressions décroissantes. Entre les cloisons voisines se trouve une couronne mobile. Le nombre des couronnes mobiles ainsi installées peut aller dans certains types à plus de 50. Par suite de l'abaissement continu de la pression de la vapeur, le volume de cette dernière augmente. Dans la turbine Parsons on tient compte de cette augmentation de volume en employant des couronnes mobiles de

diamètre croissant.

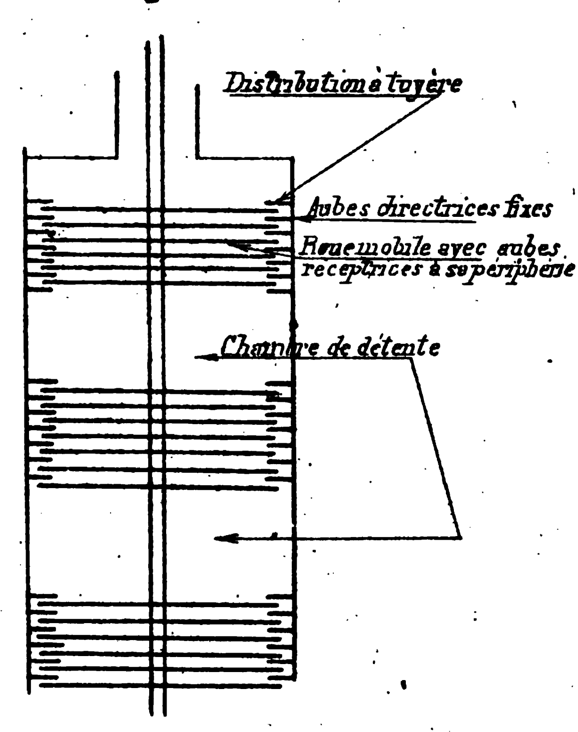
L'emploi des turbines à vapeur a été très retardé à cause de la très grande vitesse du jet fluide et par suite de la machine même. Avec les couronnes multiples, on a réduit la vitesse des turbines et supprimé les engrenages réducteurs de vitesse. On peut donc monter directement sur l'arbre de la turbine, soit une machine dynamo-électrique, soit l'hélice d'un navire, soit un ventilateur, soit une pompe centrifuge.

Turbine Curtis. — La turbine à vapeur Curtis (fig. 198) est une turbine mixte se rapprochant le plus des turbines à action directe.

Chaque roue tourne sous l'impulsion que reçoivent ses aubes de jets de vapeur provenant d'un distributeur à tuyères dans lequel la vapeur s'est préalablement détendue. La vapeur, après avoir traversé la première couronne d'aubes mobiles, rencontre une couronne d'aubes fixes et vient à nouveau frapper une deuxième couronne d'aubes mobiles fixées sur le même axe que la première. Il en résulte que la vapeur agit par action sur la première couronne d'aubes mobiles, puis par réaction sur la seconde.

Après chaque groupe de quatre roues à aubes, il y a une chambre de détente. Les chambres de détente sont généralement au nombre de quatre, mais ce nombre, comme

Fig. 198



celui des roues à aubes est variable suivant les types.

Comme construction, la turbine Curtis diffère de la turbine Parsons en ce qu'elle possède un nombre de roues mobiles moindre. De plus, elles sont toutes de même diamètre.

La forme, le tracé et la grandeur des aubes fixes et mobiles ainsi que celles des tuyères de distribution, sont aussi différentes.

L'arbre des turbines Curtis est placé verticalement de façon à réduire l'encombrement. Il repose à sa partie inférieure sur un pivot de rayon assez grand ; entre sa surface et la surface fixe correspondante d'appui, une pompe injecte sous pression une mince couche d'huile.

Les turbines à vapeur ont leur mouvement régularisé, comme dans les machines à vapeur ordinaire, par l'action d'un régulateur sur leur admission. Leur volant est constitué par la masse de leurs rotors.

Les turbines sont moins encombrantes que les moteurs à piston, elles nécessitent moins d'entretien, les frottements sont réduits à ceux de l'arbre dans ses paliers, elles ne donnent que peu de trépidations.

Toutefois leur rendement est très souvent inférieur à celui des machines à piston.

Les vitesses de rotation des turbines sont bien supérieures à celles des machines à piston même celles dites à grande vitesse qui ne dépassent que rarement 500 tours-minute et dont la vitesse moyenne varie de 100 à 200 tours-minute.

La vitesse des turbines ordinairement employées est comprise entre 800 et 2000 tours-minute, certaines turbines à action directe pouvant tourner à raison de 30.000 tours-minute.

---

§.3. Moteurs à explosion et à combustion interne.

---

166. – Moteurs à explosion. – Principe de leur fonctionnement. — Les moteurs à explosion sont des machines thermiques dont le fonctionnement est dû à la force d'expansion d'un mélange détonant d'air et de gaz ou de vapeurs combustibles préalablement introduit dans le cylindre de la machine et que l'on fait exploser dans ce cylindre.

Les moteurs peuvent fonctionner avec compression préalable du mélange détonant, ou sans compression; ce dernier procédé étant entièrement abandonné, nous ne l'étudierons pas, la compression préalable du mélange détonant étant un facteur très important pour le bon rendement des moteurs à explosion.

Un moteur à explosion (fig. 199) est essentiellement constitué par un cylindre C dans lequel peut se mouvoir un piston relié à l'arbre moteur par le dispositif bielle B et manivelle M. Entre le fond du cylindre et le fond du piston, se trouvant au point mort haut, est ménagé un espace E appelé chambre d'explosion ou chambre de compression, ou encore culasse.

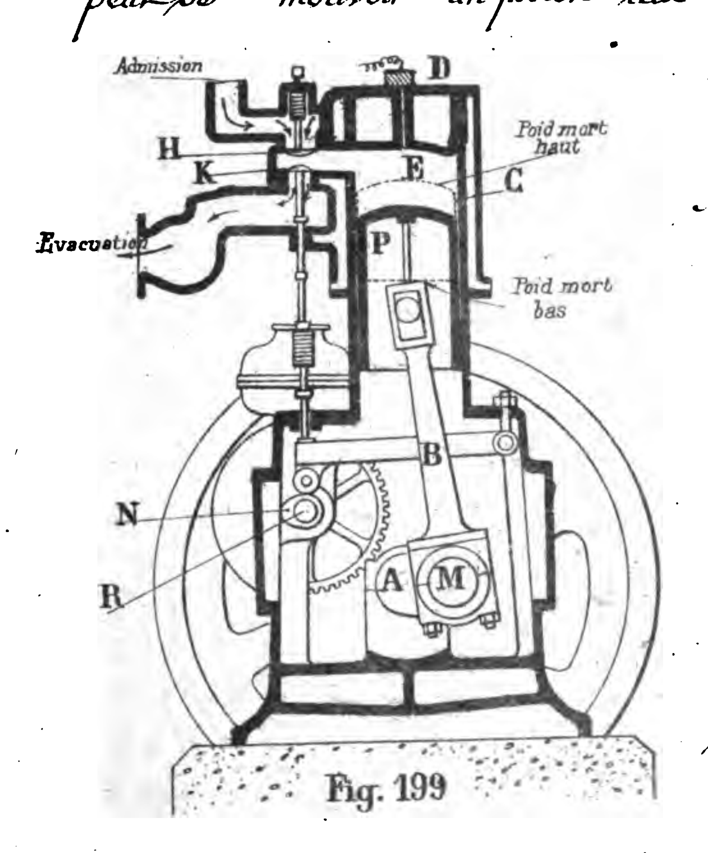


Fig. 199

Deux soupapes, l'une d'admission H et l'autre d'échappement K, permettent, l'une, l'admission du mélange détonant, l'autre, l'évacuation des produits de la combustion.

Le mouvement de la soupape d'échappement K est contrôlé par une came N, solidaire d'un arbre R tournant à une vitesse angulaire moitié moins grande que celle de l'arbre moteur A. La soupape d'admission peut être contrôlée de même.

Un dispositif d'allumage D permet l'inflammation au moment voulu du mélange détonant emmagasiné dans la culasse E.

Toutefois, l'agencement des organes constitutifs peut varier à l'infini. La figure 199 représente un moteur type pilon de faible puissance ; la figure 200, un moteur horizontal de grande puissance à double effet à cylindres en tandem.

Ces moteurs (fig. 199 et 200) sont des moteurs à faible vitesse angulaire de l'arbre moteur, à cylindres fixes et à distribution par soupapes et sont employés dans les installations fixes,

Fig. 200. Coupe longitudinale d'un moteur double effet tandem (Letombe).

Fig. 201

Fig. 202

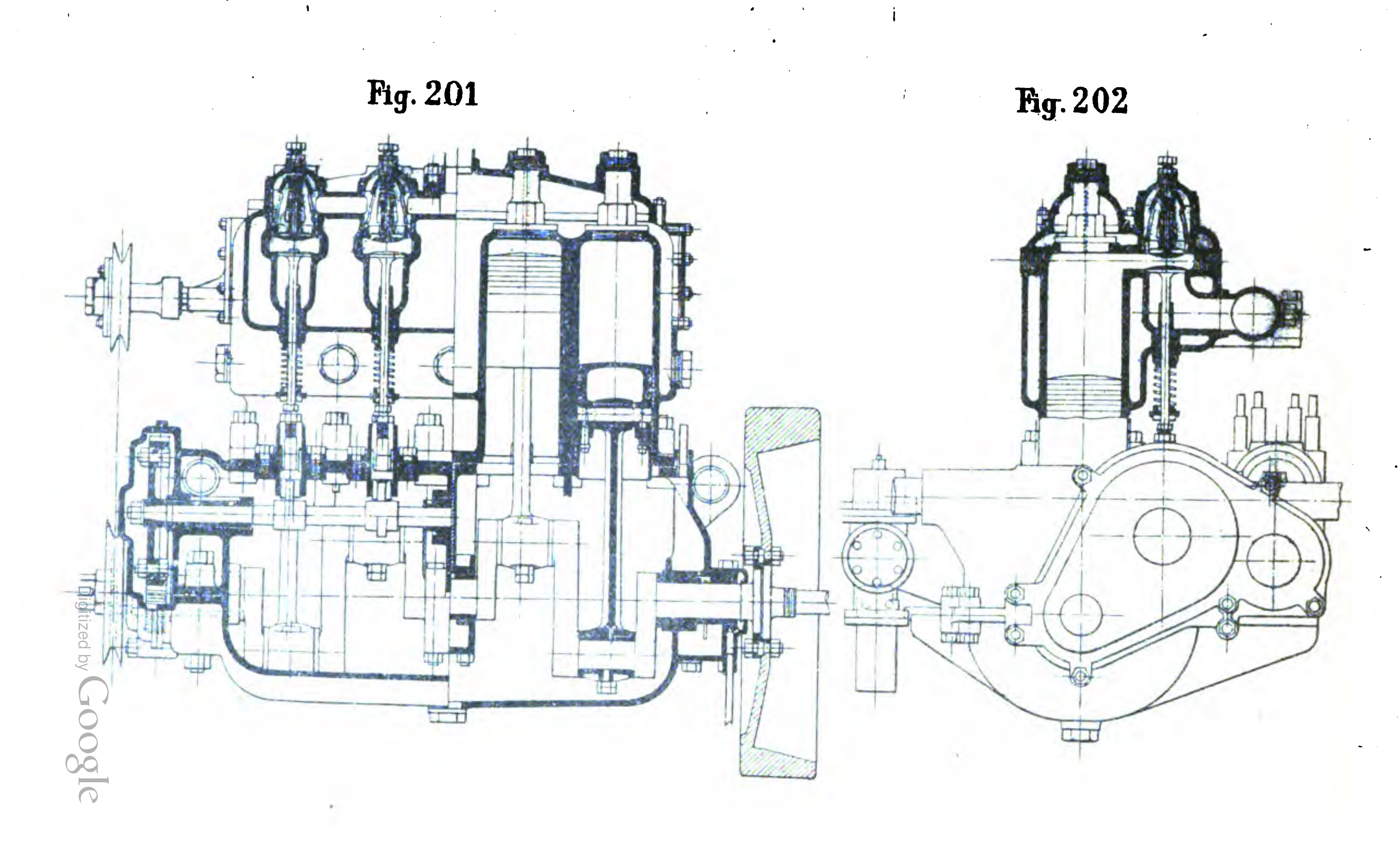
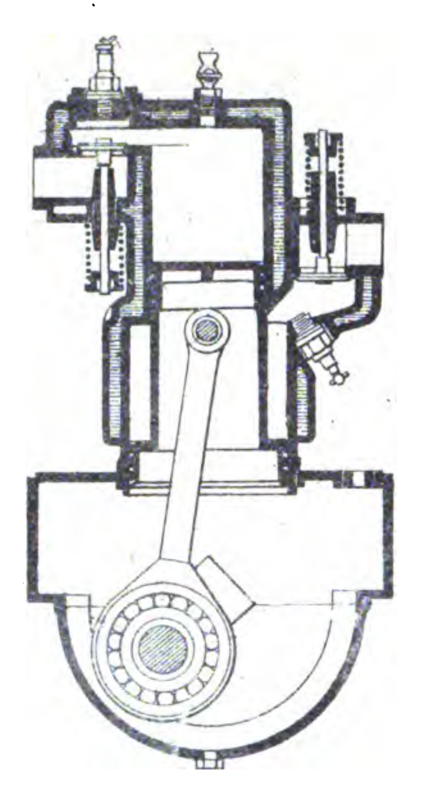
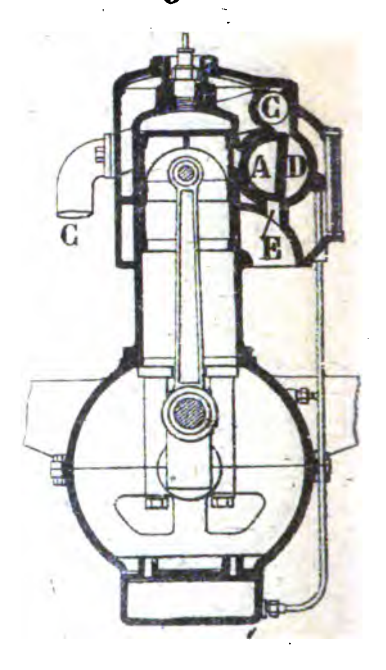


Fig. 203.



Les figures 201 et 202 représentent un moteur-pilon à cylindres multiples côte à côte, à grande vitesse de

Fig. 204

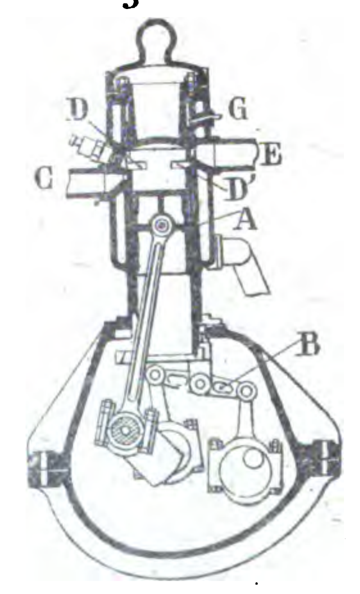


rotation, à distribution par soupapes.

La figure 203 représente un moteur-pilon à cylindres fixes en tandem utilisant un piston d'une seule pièce à deux diamètres.

La distribution se fait

Fig. 205



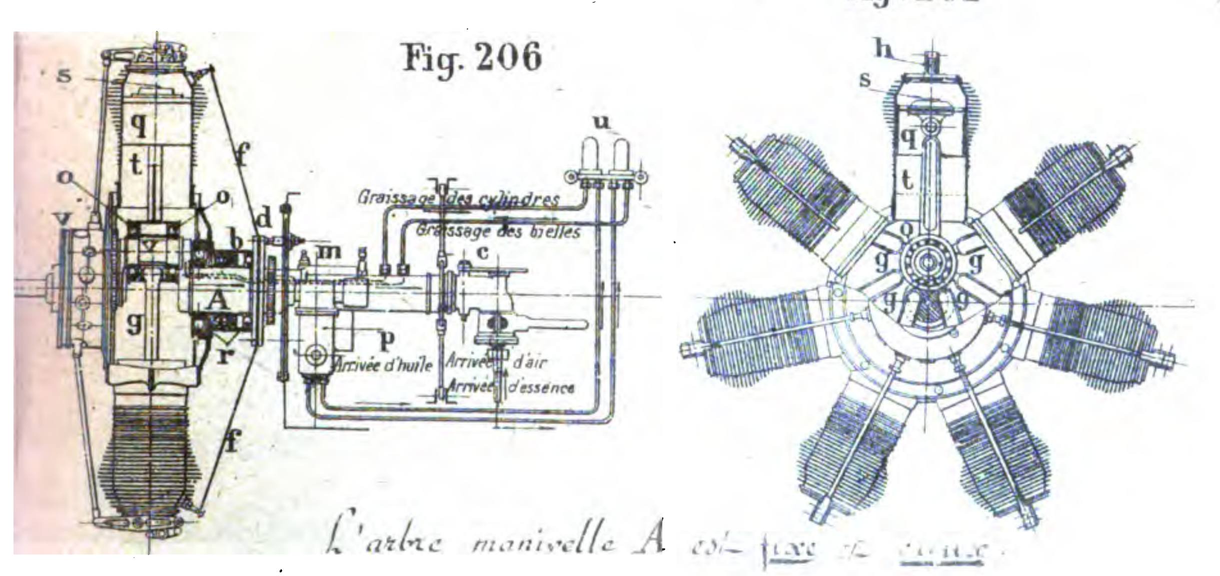
par soupapes. Marche à grande vitesse angulaire.

La figure 204 est encore un moteur pilon à grande vitesse angulaire, mais la distribution se fait par un tiroir cylindrique A tournant dans son logement D; E échappement; C aspiration.

La figure 205 représente un moteur pilon à grande vitesse angulaire dont la distribution se fait à l'aide d'un fourneau A animé d'un mouvement alternatif de haut en bas qui permet l'ouverture ou la fermeture des lumières d'aspiration D ou d'échappement D'.

Les moteurs, figures 201 à 205 s'emploient principalement pour la propulsion des véhicules automobiles.

Enfin, les figures 206 et 207 représentent un moteur à grande vitesse de rotation, à cylindres tournants, à distribution par soupapes.



L'arbre manivelle A est fixe et creux.

Les cylindres t rayonnants autour du bâti b sont solidaires de celui-ci. Cet ensemble tourne autour de l'arbre A dont le maneton unique v reçoit, par un artifice, les têtes des bielles t des 7 cylindres dont se compose le moteur. On conçoit facilement le fonctionnement de ce dispositif.

La distribution est assurée pour l'aspiration par les soupapes s situées dans les fonds des pistons. Les gaz devant être utilisés passent du carburateur c, par l'intérieur de l'arbre A, dans le bâti ou carter b; l'échappement se fait par l'intermédiaire des soupapes h dans les fonds de cylindres.

Ces moteurs s'emploient actuellement pour la propulsion des aéroplanes; leur grande puissance massique étant un précieux avantage pour ce genre de travail.

Les moteurs à explosion peuvent fonctionner suivant trois cycles différents.

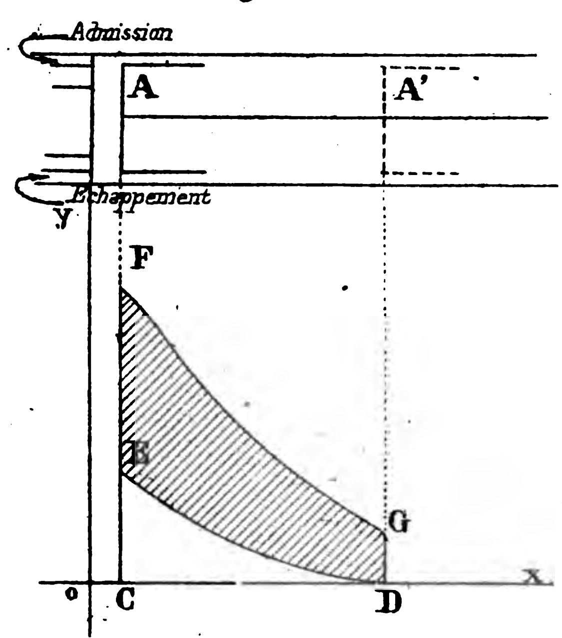
a)- Cycle à quatre temps;
b)- Cycle à deux temps;
c)- Cycle à six temps.

a)- Cycle à quatre temps.

— Un moteur à explosion fonctionne suivant le cycle à quatre temps ou cycle de Beau de Rochas, lorsqu'il n'y a qu'une course motrice du piston pour deux tours de l'arbre moteur.

Les quatre temps du fonctionnement correspondent, chacun à [illegible] une course, aller ou retour du





piston, ce sont : 1°, le temps ou course d'aspiration ; — 2° le temps ou course de compression ; — 3° le temps ou course pendant lequel s'effectuent l'explosion et la détente des gaz de la combustion ; — 4° le temps ou course d'échappement.

1° Aspiration.

— Le piston A (fig. 208) étant supposé à son point mort haut se déplacera de gauche à droite pour venir en A' à son point mort bas. Pendant cette course, pour que la pression régnant derrière le piston soit constante et égale à la pression atmosphérique, nous admettrons que la soupape d'admission soit ouverte, laissant s'écouler à l'intérieur du cylindre le mélange détonant d'air et de gaz combustible. La pression étant sensiblement égale à 1 ne sera indiquée sur le diagramme que par la portion de droite CD sur OX.

2° Compression.

— La soupape d'admission étant fermée, lorsque le piston est à son point mort

bas A', la course de A en A' sera utilisée à la compression du mélange admis pendant la course précédente. Le travail absorbé par cette compression aura pour expression la surface du triangle curviligne CDE.

3°. – Explosion, détente. – Au moment où le piston sera à son point mort haut A, la pression du mélange qui était EC augmente brusquement du fait de l'explosion du mélange détonant. Cette pression devient CF. Le piston est alors chassé de gauche à droite jusqu'en A', les gaz de la combustion se détendent et leur pression devient GD.

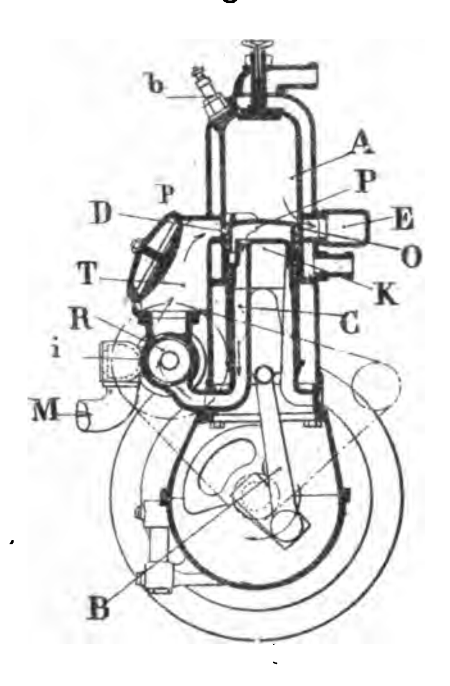
4°. – Échappement. – Pendant la course de retour du piston de A' en A, la soupape d'échappement est maintenue ouverte, les gaz de la combustion sont évacués. Le cycle peut recommencer à nouveau.

Le travail développé est donc égal à la différence des surfaces CFGD et CED, c'est-à-dire $T = S.EFGD$.

Le cycle à quatre temps est celui actuellement employé pour la majorité des moteurs à explosion, moteurs à gaz, gaz pauvre, pétrole, essence, etc..., utilisés soit comme moteurs fixes, demi-fixes, moteurs d'automobiles, d'aéroplanes, etc....

b) – <u>Cycle à deux temps</u>. — Un moteur à explosion fonctionne suivant le cycle à deux temps, lorsqu'il y a une course motrice du piston par tour de l'arbre moteur.

Fig. 209



Les deux temps du fonctionnement correspondent environ, chacun à une course, aller ou retour du piston.

<u>1er Temps</u>. — Explosion détente puis échappement pendant le dernier quart de la course.

<u>2e Temps</u>. — Admission d'une charge de mélange détonant, pendant une partie du temps de l'échappement et pendant le premier quart de la course de remontée du piston, puis compression de la charge, ainsi introduite jusqu'à ce que le piston ait à peu près atteint le point mort haut.

Le moteur à deux temps (fig. 209) est essentiellement constitué par un cylindre A dans lequel se meut à frottement doux un piston P très long. L'intérieur de ce piston P est alésé et fonctionne comme cylindre mobile d'un piston fixe K solidaire du bâti du moteur. Un canal C fait communiquer l'intérieur de P par l'intermédiaire

d'un distributeur rotatif R, avec un réservoir T ou avec le canal d'arrivée M de mélange détonant.

Le fonctionnement du moteur est le suivant : (en admettant que le piston soit arrivé aux trois quarts de sa course descendante, l'explosion et la détente venant d'avoir lieu).

Le piston P découvre par sa face supérieure une série d'orifices O percés dans le cylindre A et mettant l'intérieur du cylindre en communication avec l'air libre par l'intermédiaire du collecteur E.

L'échappement des produits de la combustion a lieu.

Le piston P découvre alors les orifices D établissant la communication entre l'intérieur du cylindre A et la capacité du réservoir T, le mélange détonant comprimé dans le réservoir T remplit alors le cylindre A, et le piston P comprime à nouveau ces gaz pendant sa course ascendante.

D'autre part à l'instant où le piston P a atteint son point mort bas, le distributeur R a isolé la canalisation C du réservoir T, pour mettre C en communication avec la canalisation de mélange détonant frais M.

Le piston P remontant comprime d'une part le mélange contenu dans A, mais aspire d'autre part, par la canalisation C, du mélange frais qui vient remplir l'intérieur du piston P. Lorsque P aura atteint son point mort haut, le distributeur R mettra en communication le réservoir T

avec l'intérieur de P et lorsque celui-ci redescendra après l'explosion du mélange comprimé dans A, il comprimera, par sa face intérieure, une nouvelle charge dans le réservoir T.

Le rendement des moteurs actuels à deux temps, de faible puissance, est inférieur à celui des moteurs à quatre temps. Il n'en est pas de même pour les moteurs de grande puissance; toutefois ce mode de travail est encore peu en usage.

c) — Cycle à six temps. — Nous ne ferons que mentionner ce mode de travail qui n'est pour ainsi dire pas employé.

Les six temps sont :

1er Temps: Aspiration du mélange détonant.
2e Temps: Compression du mélange détonant.
3e Temps: Explosion puis détente.
4e Temps: Échappement.
5e Temps: Aspiration d'air pur.
6e Temps: Expulsion de cet air pur.

Le 5e et le 6e temps ont pour but de nettoyer la capacité du cylindre de tous gaz brûlés, le rendement n'en est pas sensiblement amélioré.

Détermination de la puissance. —

La puissance indiquée d'un moteur à explosion peut être calculée, comme la puissance indiquée d'une machine à vapeur, d'après le diagramme

de ce moteur, en y apportant les modifications dues aux influences des avances ou des retards à l'allumage, de l'échappement, de l'admission, à l'influence des parois, etc.....

Or le diagramme réel est soumis à une série de phénomènes irréguliers suivant les types des moteurs considérés (tels que composition du gaz, pureté du mélange et de la combustion, forme de la chambre de compression, importance des pertes de chaleur, etc.....) et il est difficile d'établir une règle certaine pour un tracé même très approximatif du diagramme.

Le rapport du diagramme indiqué, que l'on pourrait établir, au diagramme théorique, peut varier de 0,4 à 0,8, ce qui empêche toute appréciation susceptible de servir de base au calcul.

La base la plus simple et la plus suivie pour trouver les dimensions qui déterminent la puissance des moteurs à explosion, est fournie par le poids de l'air nécessaire à la combustion.

Si l'on désigne par:

N, la puissance nominale en chevaux-vapeur;

n, le nombre de tours par minute;

D, le diamètre du piston;

L, la course du piston;

V_l, le volume engendré par le déplacement du piston pendant une course $V_l = 0{,}785 D^2 L$;

V, la quantité de mélange réellement aspirée dans des conditions normales (en mètres cubes);

A, la quantité d'air nécessaire pour la bonne combustion

d'un mètre cube de combustible gazeux ou d'un kilogramme de combustible liquide.

A_l, la quantité d'air résultant de A pour une course.

K_h, la quantité de combustible nécessaire par heure (en mètres cubes pour les gaz, en kilogrammes pour les liquides).

K, la même quantité rapportée au cheval effectif.

K_l, la même quantité rapportée à une course d'aspiration.

H, le pouvoir calorifique minimum du combustible, (rapporté au mètre cube, pour les gaz, au kilogr. pour les liquides).

$\rho v = \dfrac{V}{V_l}$ le rendement volumétrique de la course d'aspiration.

$$\rho w = \frac{N \times 75 \times 3.600}{K_h \times H \times 428} = \frac{631\ N}{K_h \times H}$$ ou rendement économique.

Pour les moteurs à quatre temps, on a les formules générales :

$$K_h = \frac{630,841\ N}{H \times \rho w} \qquad (1)$$

$$K_l = \frac{21.028\ N}{H \times \rho w \times n} \qquad (2)$$

$$A_l = \frac{21.028\ N \times A}{H \times \rho w \times n} \qquad (3)$$

Pour les moteurs à deux temps, il faut diviser les deux dernières formules (2) et (3) par 2, puisqu'il se produit, dans ces moteurs, une course d'aspiration à chaque tour.

Des formules précédentes, suivant qu'il s'agit de moteurs à combustibles gazeux ou liquides, on tire les formules donnant les caractéristiques générales suivantes:

Pour moteurs à combustibles gazeux:

$$N = \frac{\pi \times D^2 \times H \times \rho w \times n \times \rho_0 \times L}{4 \times 21,028\ (1 + A)} \qquad (5)$$

Pour moteurs à combustibles liquides:

$$N = \frac{\pi \times D^2 \times H \times \rho w \times n \times \rho_0 \times L}{4 \times 21,028 \times A} \qquad (6)$$

Ces formules fondamentales (1) à (6) ne contiennent aucune grandeur que l'on ne puisse déterminer, dans tous les cas, avec certitude. Les seules valeurs laissées à une appréciation hypothétique sont les rendements ρw et ρ_0 et, à cet égard, une méprise est rendue presque impossible par les données expérimentales dont on dispose.

Ci-dessous quelques valeurs expérimentales de ρ_0:

Pour moteurs à marche lente, à soupapes d'admission commandée $\rho_0 = 0,88$ à $0,93$
— " — " — " — " — " — " — automatique $\rho_0 = 0,80$ à $0,87$
— " — " — " — rapide — " — " — " — commandée $\rho_0 = 0,78$ à $0,85$
— " — " — " — " — " — " — automatique $\rho_0 = 0,65$ à $0,75$

Nota. — Les carburateurs à pulvérisation des moteurs à essence diminuent ρ_0 de 3 à 5 p. 100.

Le tableau ci-après donne pour les cas principaux les valeurs moyennes utilisables pour H, A et ρ_0.

Nota : Les unités de poids, entre parenthèses en tête des colonnes, s'appliquent aux combustibles liquides et solides	Pouvoir calorifique minimum pour 1 m^3 = (Kg) H calories	Quantité d'air nécessaire : théorique A_0 pour 1 m^3 (Kg) m^3	Quantité d'air nécessaire : réelle A pour 1 m^3 (Kg) m^3	Consommation de combustible K, rapportées à 735,5 m/m de mercure et 15° c. pour une puissance de moteur N = 5 HP effectifs : K m^3 (Kg)	5 HP : pw	10 HP : K m^3 (Kg)	10 HP : pw	25 HP : K m^3 (Kg)	25 HP : pw	50 HP : K m^3 (Kg)	50 HP : pw	100 HP : K m^3 (Kg)	100 HP : pw
Gaz d'éclairage pauvre	4.500	5,50	7,5	0,70	0,20	0,63	0,22	0,58	0,24	0,54	0,26	0,625	0,27
Gaz d'éclairage ordinaire	5.000	à	à	0,63	0,20	0,57	0,22	0,52	0,24	0,48	0,26	0,470	0,27
	5.500			0,58	0,20	0,52	0,22	0,48	0,24	0,44	0,26	0,430	0,27
Gaz d'éclairage riche	6.000	6,50	10,0	0,53	0,20	0,47	0,22	0,44	0,24	0,40	0,26	0,390	0,28
Gaz pauvre par rapport à l'anthracite	7.500	"	"	0,75	0,11	0,65	0,13	0,57	0,15	0,50	0,17	0,47	0,18
Gaz pauvre par rapport au gaz d'anthracite	1.250	0,85	1,1	3,00	0,17	2,70	0,19	2,40	0,21	2,20	0,23	2,10	0,18
Gaz pauvre par rapport au coke	7.200	à	à	0,80	0,11	0,68	0,13	0,59	0,15	0,52	0,17	0,49	0,24
Gaz pauvre par rapport au gaz de coke	1.150	1,00	1,4	3,30	0,17	2,90	0,19	2,60	0,21	2,40	0,23	2,30	0,18
Gaz de hauts fourneaux	950	0,75	1,0 à 1,2	"	"	3,70	0,18	3,30	0,20	3,00	0,22	2,80	0,24
Gaz de fours à coke…	4.500	5,30	7,0	"	"	1,00	0,17	0,85	0,19	0,75	0,21	0,70	0,23
Pétrole épuré…	10.500	11,50	16 à 22	0,55	0,11	0,50	0,12	0,46	0,13	0,45	0,135	0,42	0,145
Pétrole brut…	10.000	11,00	18 à 20	0,25	0,25	0,24	0,26	0,23	0,27	0,21	0,30	0,20	0,315
Essence…	11.000	11,50	15 à 70	0,30	0,19	0,28	0,21	0,25	0,23	0,23	0,25	0,21	0.27
Alcool brut à 90/100…	5.500	6,00	8 à 12	0,50	0,22	0,46	0,24	0,42	0,26	0,40	0,285	0,39	0,30

167. — **Moteurs à combustion interne.** — Les moteurs à quatre temps ou deux temps à explosion utilisent facilement tous les combustibles gazeux ou liquides, si les combustibles liquides sont facilement vaporisables, comme les pétroles épurés, les essences de pétrole, les alcools, etc....

Les combustibles liquides, mais non facilement vaporisables tels que pétroles bruts, huile lourde de houille, etc ...., sont utilisés pratiquement dans les moteurs à combustion interne type Diesel.

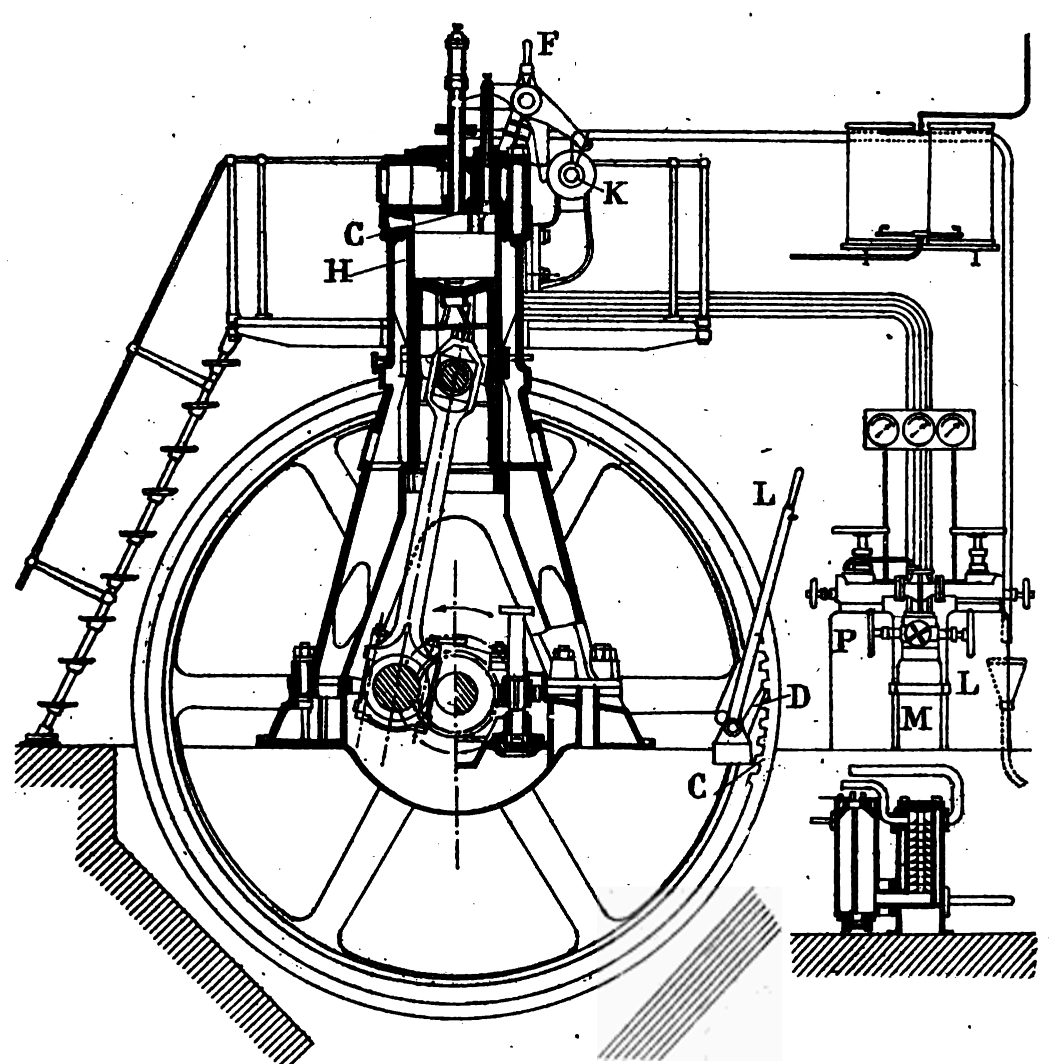
Les moteurs Diesel sont des moteurs à quatre temps dont le fonctionnement est le suivant :

1er Temps : Aspiration d'air pur.
2e Temps : Compression de cet air, jusqu'à un taux correspondant à la température de combustion spontanée des combustibles liquides envisagés (35 kg. à 40 kg. par cm ^{2}).
3e Temps : Injection de combustible dans la chambre de compression et détente.
4e Temps : Évacuation.

Les figures 210 et 211 sont des coupes d'un moteur Dujardin-Diesel, à un seul cylindre d'une puissance de 40 HP environ à 200 tours.

Le cylindre H comporte un fond rapporté où sont logées les soupapes d'admission d'air A et d'échappement B ; en C se trouve le clapet

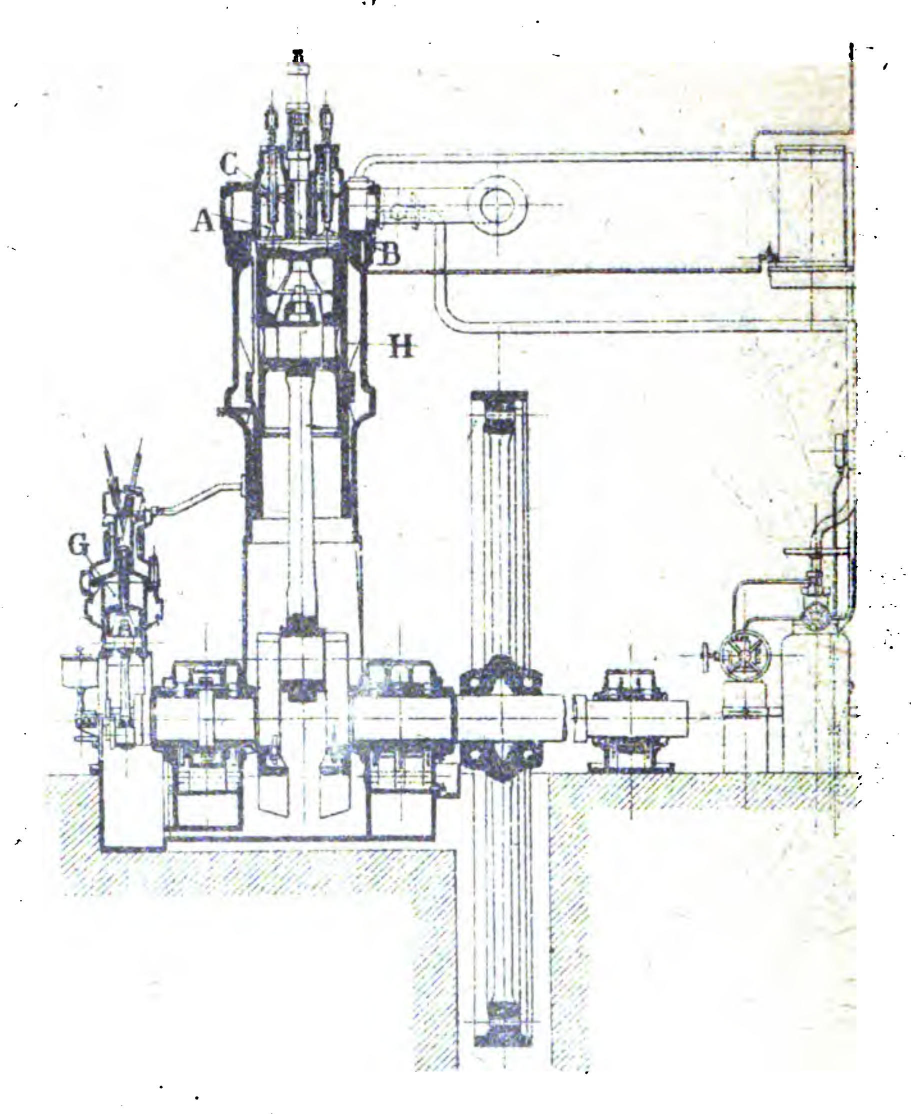
Fig. 210.



d'admission de combustible et en D une soupape d'admission d'air comprimé ; cette soupape n'est utilisée qu'au moment de la mise en route.

Les soupapes sont commandées à l'aide de renvois par l'arbre à cames de distribution K tournant à une vitesse angulaire moitié de celle de l'arbre moteur.

Fig. 211



Un compresseur d'air compound, G, est actionné par l'arbre moteur; il comprime de l'air dans un réservoir M à une pression supérieure au taux de la compression de l'air dans le cylindre moteur.

Une pompe spéciale refoule à chaque temps moteur

la quantité de combustible nécessaire dans la chambre de la soupape à combustible. De cette chambre, l'huile est lancée dans le cylindre par un jet d'air comprimé emprunté au réservoir M avec lequel elle est raccordée.

La mise en marche s'effectue au moyen de l'air comprimé, fourni par le compresseur d'air G et préalablement accumulé dans deux réservoirs P et L.

Avantages des moteurs type Diesel. —

L'inflammation du combustible étant produite par la chaleur de compression de l'air, le mélange brûle graduellement et sans accroissement brusque de pression. Les diagrammes (fig. 212 et 213), montrent que les phases du cycle se succèdent sans à-coups.

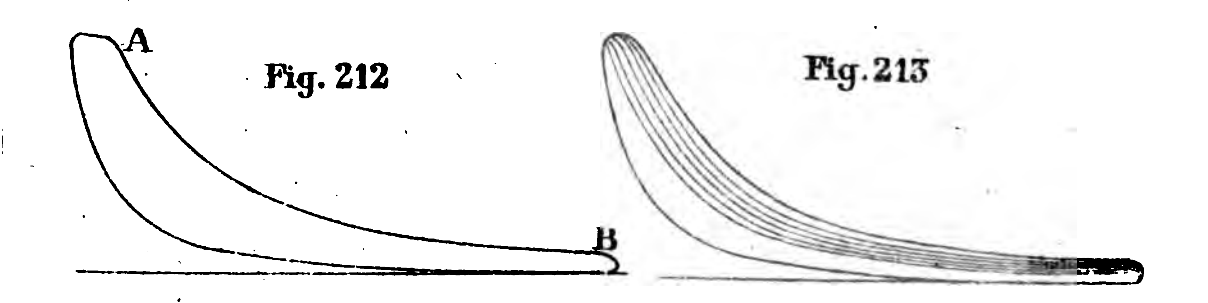


Fig. 212 Fig. 213

Le moteur fonctionne très silencieusement, sans vibrations et sans chocs.

Le rendement de ces moteurs est très élevé,

la consommation d'huile de houille est d'environ 0kg 200 à 0kg 250 par cheval-heure pour un moteur d'une puissance totale de 40 HP comme celui représenté figures 210 à 213.

168. _ Combustibles employés. _ Les combustibles employés dans les moteurs à explosion ou à combustion peuvent être classés en trois grandes catégories:

a) _ les combustibles gazeux;
b) _ les combustibles liquides;
c) _ les combustibles solides.

a) _ Combustibles gazeux. _ Exception faite du gaz naturel qui jaillit en quelques endroits de la terre, les gaz combustibles dont nous disposons sont expulsés artificiellement des combustibles solides (distillation sèche) ou formés artificiellement à leurs dépens. Entre l'état primitif de l'agent producteur de la chaleur et l'état final qui permet son emploi existe, par conséquent, une transformation qui peut être tout à fait indépendante de la situation du moteur ou s'opérer dans un appareil annexé à celui-ci, ou enfin dans le moteur lui-même. On a des exemples de ces trois modes de production dans le gaz d'éclairage (de houille), le gaz pauvre (de gazogène) et la vapeur de pétrole ou d'alcool.

1 _ Gaz d'éclairage. _ Le gaz d'éclairage s'obtient en grand, en distillant des houilles grasses (bitumineuses) dans des cornues chauffées au rouge;

les éléments volatils de la houille se dégagent et sont recueillis après épurage dans des réservoirs nommés gazomètres, pour être de là distribués, par des canalisations, aux points d'utilisation.

La composition du gaz est sujette, dans un même établissement, à des variations constantes. Ses éléments principaux sont :

l'hydrogène H (45 à 80 % en volume)
gaz des marais CH^n (35 à 38 % ")
oxyde de carbone CO (5 à 8 % ")

plus quelques centièmes d'acide carbonique, d'azote et d'hydrocarbures lourds.

Le pouvoir calorifique varie entre 4000 et 6000 calories par mètre cube.

La densité du gaz est 0,35 à 0,45 ; son poids spécifique moyen $0^{kg},52$ par m^3. La pression du gaz dans les canalisations secondaires est d'environ 20 à 30 m/m d'eau.

2. – Gaz pauvre. – On désigne sous ce nom un gaz mixte à l'eau qui brûle avec une flamme bleue et qui, par suite, s'emploie seulement pour actionner les moteurs ou comme agent de chauffage.

On le produit dans un générateur qui fait partie de l'installation du moteur, en faisant passer de l'air et un peu de vapeur d'eau à travers une couche incandescente de coke ou de charbon, de manière à ramener l'acide carbonique des gaz de la combustion à l'état d'oxyde de carbone et à transformer la vapeur en hydrogène et en acide

carbonique, ce dernier se transforme ainsi, subséquemment en oxyde de carbone.

Les combustibles, convenables pour l'alimentation d'un générateur, sont le coke et les houilles de nature maigre, qui ne contiennent pas de parties condensables, et dans lesquelles se trouve une quantité aussi minime que possible d'éléments incombustibles.

Les caractéristiques moyennes approximatives des gaz pauvres généralement employés sont :

Poids spécifique.. 1^{kg},2 par m^3.

Densité........ 0,93 " "

Pouvoir calorifique minimum 1200 calories par m^3.

(Les résultats ci-dessus ont été obtenus avec du coke ayant un pouvoir calorifique de 7.340 calories ; le gaz pauvre obtenu au moyen d'anthracite contient plus d'hydrogène, son pouvoir calorifique est donc plus élevé ; il peut atteindre 1300 calories par m^3).

3. — **Gaz de hauts-fourneaux**. — Le gaz des hauts-fourneaux est un résidu gazeux du travail des hauts-fourneaux. A une tonne de fonte brute correspond environ 4000$^{m^3}$ de gaz de haut-fourneau.

Le haut-fourneau, envisagé pour sa production de gaz inflammable, n'est qu'un gazogène de grandes dimensions ; l'inconvénient principal de l'emploi de ces gaz dans les moteurs est la grande quantité de poussières entraînées. Cet inconvénient est combattu par l'emploi d'épurateurs et de laveurs

de gaz.

Les caractéristiques moyennes approximatives des gaz de hauts-fourneaux sont :

Poids spécifique .... 1 kg 265 par m³.

Densité 0,98

Pouvoir calorifique minimum 900 calories par m³.

4. – Acétylène. – L'acétylène est un composé gazeux et incolore d'hydrogène et de carbone (C^2H^2) employé quelquefois pour faire fonctionner de petits moteurs.

Avec un rendement normal 1 kg. de carbure de calcium fournit 300 litres de gaz acétylène ayant un pouvoir calorifique de 13.200 calories et un poids spécifique de 1 kg 17 par m³, densité 0,91.

Pour brûler complètement 1 mètre cube de gaz il faut théoriquement 11 m³ 85 d'air ; mais pour que la déflagration ne soit pas trop violente, il faut, en pratique, prendre un très grand excès d'air ; l'inflammabilité persiste avec un mélange de 1/40.

b) Combustibles liquides.

– Les combustibles liquides peuvent se diviser en deux grandes catégories : 1° les huiles minérales et les produits de leur distillation ; 2° les alcools ; – 3° le benzol.

1° – Huiles minérales. – A l'état brut (sous les noms d'huiles brutes, de naphte ou de naphte brut) l'huile minérale est un liquide épais ;

c'est un composé naturel de carbone et d'hydrogène, comme éléments principaux, son pouvoir calorifique varie de 9.500 à 11.500 calories par kilogramme, sa couleur est vert foncé, son poids spécifique 0,81 à 0,90 et son point d'inflammation est entre 24 et 25° c.

Les produits de la distillation des huiles brutes se classent en :

Huiles volatiles comprenant :

Ether de pétrole. Poids spécifique 0,65. Pouvoir calorifique au litre 8000 calories.
Essences — " ——— " —— 0,70 à 0,72. —— " ——— " —— 7600 "

Ces huiles sont employées dans les moteurs à grande vitesse, pour automobiles, aéroplanes, etc....

Huiles lampantes :

Poids spécifique 0,80 à 0,83. Pouvoir calorifique au litre 8100 calories.

Ces huiles sont employées dans les moteurs industriels, fixes, demi-fixes, pour canots, etc....

Huiles lourdes. — Servant pour le graissage.

2° — Alcools. — Les alcools sont obtenus par fermentation de certains fruits ou matières qui le produisent telles que les pommes de terre, les grains, etc....

Par distillation du bois, on obtient de l'alcool.

L'alcool pur a un poids spécifique 0,795, sa composition chimique est $C^2H^3 + OH = C^2H^6O$.

L'alcool comme combustible s'emploie dénaturé par une addition de méthylène, il n'est pas entièrement pur et contient environ 10 % d'eau.

Le poids spécifique de ce produit est 0,834,

son pouvoir calorifique est d'environ 4500 calories au litre.

La cherté de l'alcool en France rend son emploi presque impossible comme combustible; toutefois de nombreuses tentatives ont été faites pour en répandre l'usage. En Allemagne, principalement, ce combustible pour moteurs est très utilisé.

3°. Benzol. — Le benzol est un sous-produit de la distillation de la houille. Le benzol employé comme combustible pour l'éclairage ou pour les moteurs est raffiné, sa composition chimique est C^6H^6, son poids spécifique est 0,886, son pouvoir calorifique est de 8.800 calories au litre.

Le benzol tend à se substituer à l'essence de pétrole comme combustible des moteurs à grande vitesse d'automobiles, d'aéroplanes; son emploi ne présente aucun inconvénient si le dosage de ce combustible est fait dans de bonnes conditions.

c) Combustibles solides. —

On a tenté d'utiliser, dans certains moteurs Diesel, le charbon pulvérisé comme combustible, mais il n'y a pas encore d'application industrielle de ce procédé.

La naphtaline est un sous-produit de la distillation de la houille, c'est un carbure

d'hydrogène. La naphtaline pure est un corps blanc, cristallisé dont la composition chimique est $C^{10}H^{8}$, son poids spécifique 1,15 à 15°c et de 0,98 à 79°7c qui est sa température de fusion.

Pouvoir calorifique 9.700 calories au kilogramme.

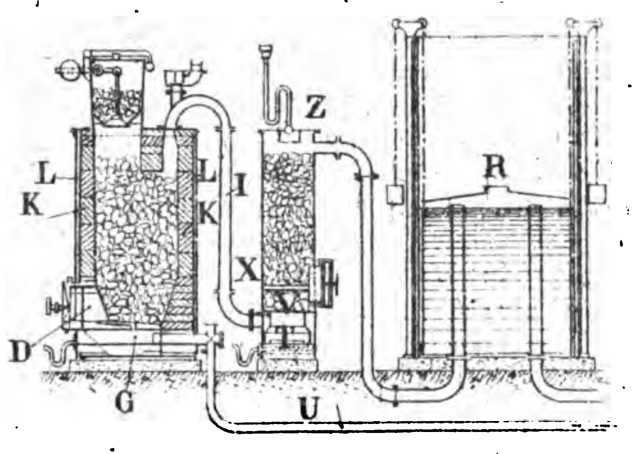
Son emploi comme combustible tend à se répandre, à cause du bas prix de ce produit. Tous les moteurs à explosion ne peuvent sans inconvénients sérieux employer la naphtaline, une des conditions nécessaires de bon fonctionnement est le réchauffage de la soupape d'aspiration.

169. — **Gazogènes**. — Les gazogènes sont des appareils qui permettent, par une distillation des combustibles solides tels que : houille, coke, lignites, bois, etc.... ; d'obtenir un gaz combustible, analogue au gaz d'éclairage et employé dans les moteurs à explosion.

On distingue les gazogènes à pression et ceux à aspiration suivant que le passage de la colonne d'air et de gaz, dans le générateur et l'épurateur est provoqué par une augmentation ou une diminution de pression.

Gazogène à pression. — Un gazogène à pression (fig. 214) est essentiellement constitué par un fourneau en tôle I garni intérieurement d'un revêtement en briques réfractaires K, à la partie inférieure duquel est disposée une grille G. Le fourneau est fermé à la partie supérieure par





un couvercle M, N, formant trémie de chargement à obturateur, afin d'éviter les pertes de gaz au moment du chargement du gazogène.

Une petite chaudière à vapeur est située à proximité de l'installation, elle envoie constamment sous la grille, par la canalisation V, sa vapeur mêlée à de l'air échauffé par la chaleur perdue du gaz. Le mélange d'air et de gaz passe ensuite au travers de la couche de charbon incandescent W et les décompositions décrites §. 168 se manifestent avec production de gaz pauvre.

Ce dernier quitte la partie supérieure du fourneau, par la canalisation I étant à une température de 650 à 800° c pour aller au laveur épurateur X qu'il traverse pour se rendre au régulateur de pression R constitué par un véritable gazomètre.

Pour épurer le gaz, on se sert d'un laveur à coke constitué par un cylindre en tôle dans lequel une couche épaisse de coke repose sur

une grille ; au sommet la couche de coke est arrosée avec de l'eau pendant que le gaz est refoulé sous pression à sa partie inférieure.

Gazogène à aspiration. — Les gazogènes à aspiration (fig. 215) sont essentiellement constitués, comme les gazogènes à pression, par un fourneau ou générateur D recevant les chargements de combustible, un collecteur de poussières B, un épurateur C.

Une chaudière tubulaire K est chauffée par les gaz pendant leur passage dans le collecteur de poussières, la vapeur produite par cette chaudière vient, par la canalisation I, humidifier l'air servant au fonctionnement de l'appareil.

La marche d'un semblable appareil est la suivante :

La canalisation C est reliée à la boîte à soupape du moteur à explosion, lorsque celui-ci est au temps de l'aspiration, la dépression régnant dans le cylindre se transmet aux capacités de l'épurateur, déterminant un appel d'air par les orifices E sous la grille et de la vapeur amenée par la conduite I. L'air et la vapeur traversent la masse M du combustible en ignition, se mélangent aux gaz de la combustion et les décompositions décrites au §. 168 se manifestent avec production de gaz pauvre.

La conduite de ces gazogènes est assez délicate

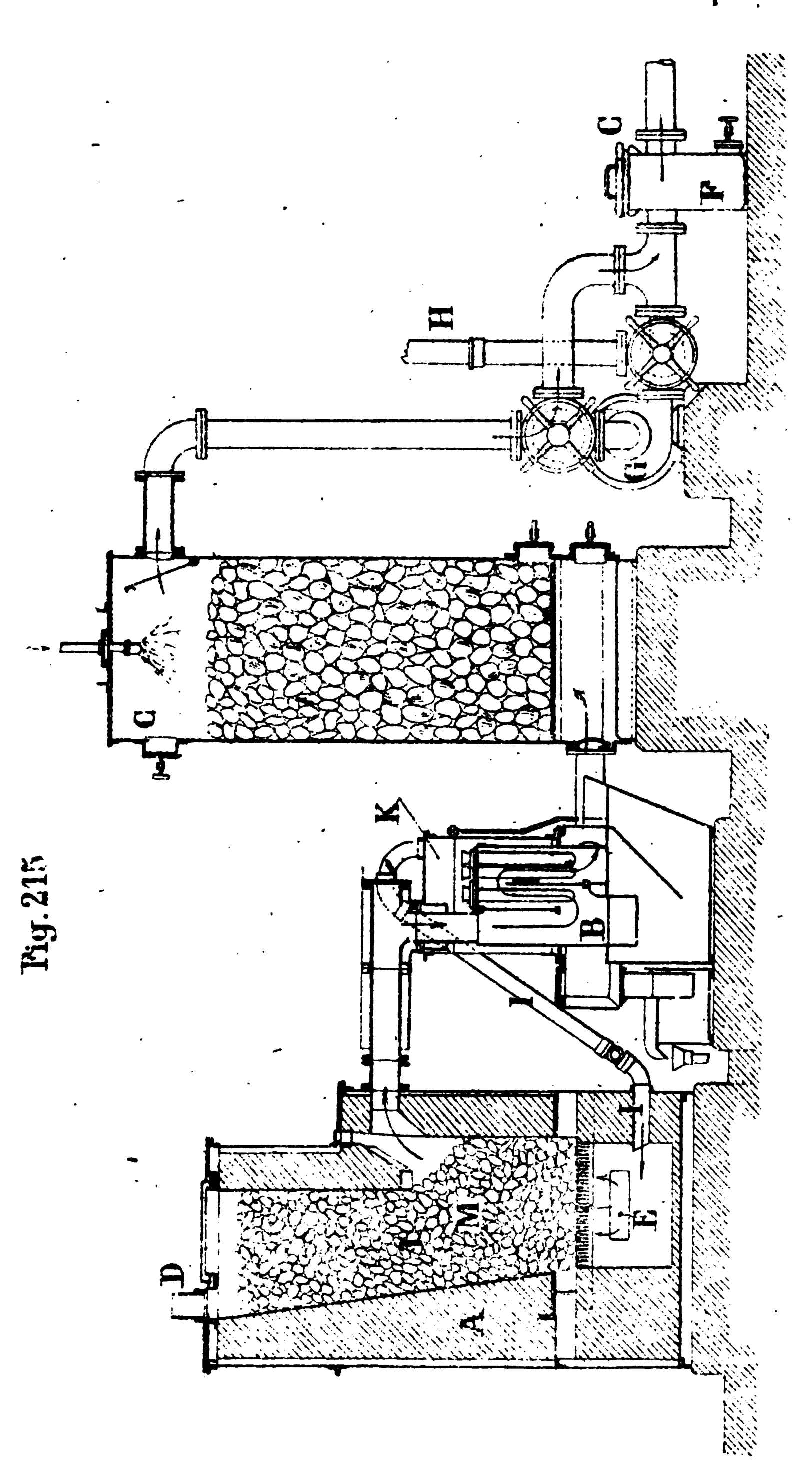


Fig. 215

pour l'obtention de gaz toujours semblable à lui-même.

Pour obvier aux inconvénients des gazogènes par aspiration simple on a imaginé d'adjoindre un ventilateur actionné par le moteur qui est destiné à maintenir constante la dépression devant régner dans l'appareil, soit que ce ventilateur serve à comprimer l'air d'alimentation avant son passage à la grille du générateur, soit qu'il aide à l'aspiration du moteur en étant

comme figure 215 situé en G entre le moteur et le laveur C.

170. — Carburateurs. — On appelle carburateur un appareil dans lequel se produit le mélange du combustible liquide (finement pulvérisé ou gazeux) et de l'air nécessaire au fonctionnement des moteurs à explosion, sans qu'il y ait de phénomène chimique changeant la nature du combustible employé.

Un bon carburateur doit fournir un mélange rigoureusement dosé, c'est-à-dire contenant la quantité juste nécessaire de combustible aussi près que possible de l'état gazeux.

Les carburateurs se divisaient il y a quelques années en :

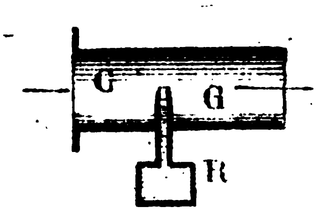
Carburateurs à barbotage ou léchage, à distribution mécanique, à pulvérisation automatique.

Les carburateurs à barbotage ou léchage et les carburateurs à distribution mécanique sont, actuellement, entièrement abandonnés.

Les moteurs à explosion actuels n'emploient plus que des carburateurs à pulvérisation automatique.

En principe, l'appareil se compose (fig. 216) d'un gicleur G dont l'orifice supérieur débouche dans la conduite C en communication, d'une part, avec la chambre de la soupape d'aspiration du moteur et, d'autre part, avec l'air libre. Le gicleur est alimenté de combustible par communication avec un récipient R où le niveau est

Fig. 216



maintenu constant, grâce à un flotteur. Le liquide, par suite de la dépression régnant dans la conduite C au moment où le moteur est au temps de l'aspiration, est d'abord élevé jusqu'à l'orifice du gicleur, puis entraîné par le courant d'air à l'état de gouttelettes très petites ou de brouillard, ce qui fait que ces appareils ont reçu le nom de carburateurs à pulvérisation.

La théorie de ces appareils, d'accord en cela avec la pratique, montre que l'uniformité du dosage ne peut être obtenue avec une seule valeur des orifices d'écoulement du liquide et de l'air, autrement dit avec des orifices immuables. On pourra toujours, pour un régime donné du moteur, faire en sorte que les éléments du mélange, liquide et air, restent dans la proportion voulue pour amener le meilleur rendement possible, c'est-à-dire la combustion la plus complète. Pour cela, il faut, lorsque la dépression augmente dans la canalisation C, aux environs immédiats du gicleur G, que la section d'entrée d'air (celle du liquide restant fixe) augmente suivant une loi déterminée, qui n'est pas un rapport simple, ou réciproquement.

De ce qui précède, on peut classer les carburateurs

en deux catégories :

a) — Carburateurs à dosage d'air.

b) — Carburateurs à dosage de combustible.

a) — Carburateurs à dosage d'air. —

La figure 217 représente une coupe du carburateur

Fig. 217

Coupe du carburateur "Panhard et Levassor

Fig. 218

Forme de l'ouverture M

Panhard et Levassor à dosage d'air automatique.

Ce carburateur est composé essentiellement d'un gicleur G en communication avec le flotteur R ; ce

gicleur débouche dans la canalisation d'aspiration $C_1 C_2 C$. Un tiroir F permet d'obturer complètement ou incomplètement la canalisation C, le mouvement de ce tiroir peut être contrôlé par le machiniste ou par le régulateur du moteur.

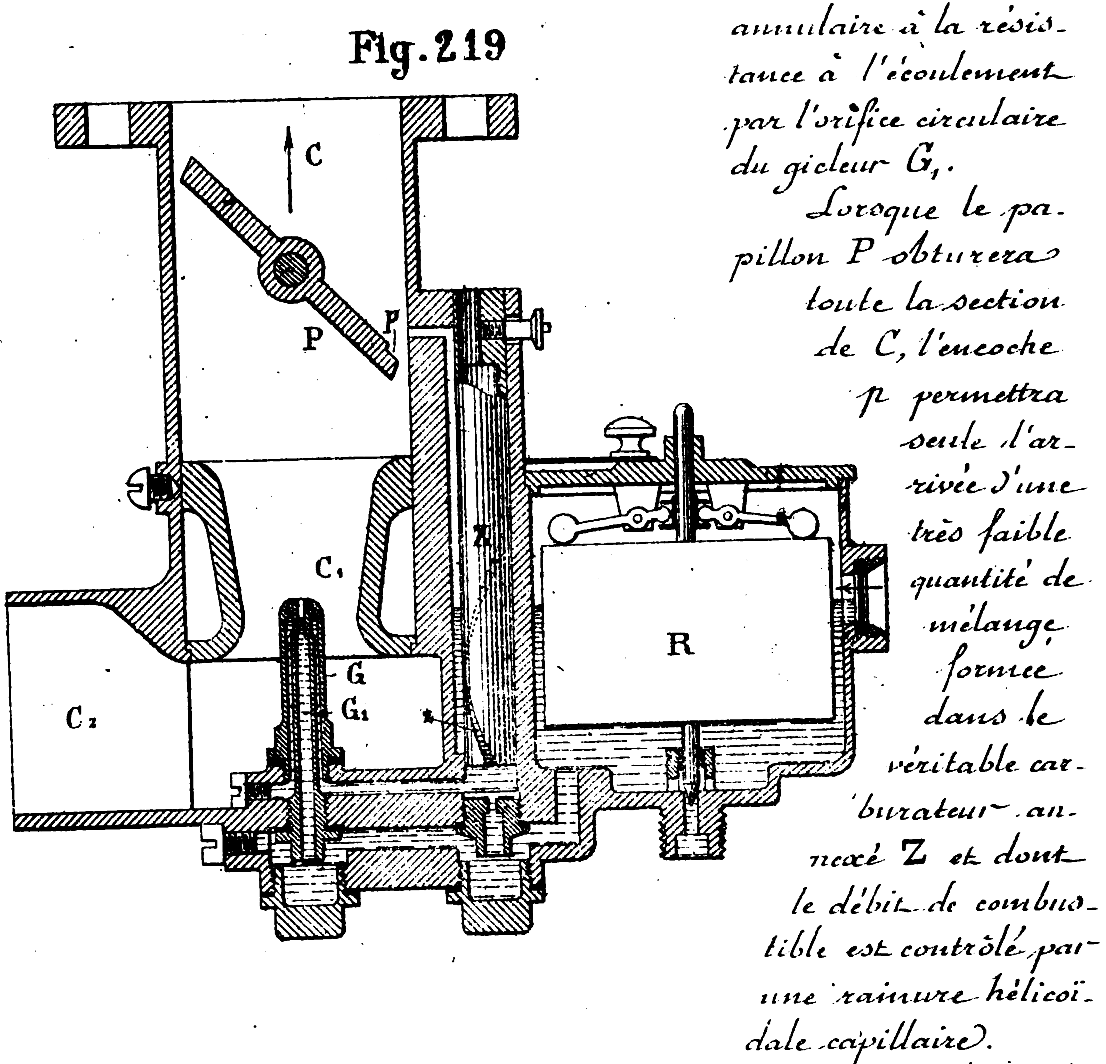
Le fonctionnement est le suivant pour la marche à faible allure, le tiroir est déplacé vers la gauche, la dépression régnant dans C se transmet, affaiblie, en C_2 et en C_1 déterminant un appel d'air par C_1 et de combustible par G. Si le tiroir continue à se déplacer vers la gauche, la dépression régnant dans C se transmettra rigoureusement dans C_2 ; à ce moment, cette dépression agira sur le diaphragme PQ qui vaincra les résistances du ressort R et descendra découvrant, par le tiroir K, des orifices M permettant à une quantité d'air supplémentaire de venir augmenter la quantité d'air aspiré.

b) Carburateurs à dosage de combustible.

— Le carburateur (fig. 219) est à dosage automatique de combustible.

La canalisation C, C_1, C_2 peut être obturée au moyen d'un papillon P. En admettant la marche à pleine allure, nous voyons que l'air est carburé par le débit des gicleurs concentriques G, G_1.

Au fur et à mesure que la dépression dans C_1 diminuera, le débit du gicleur G diminuera jusqu'à devenir nul, la résistance à l'écoulement du combustible étant bien supérieure pour son orifice



annulaire à la résistance à l'écoulement par l'orifice circulaire du gicleur G_1.

Lorsque le papillon P obturera toute la section de C, l'encoche p permettra seule d'arrivée d'une très faible quantité de mélange formée dans le véritable carburateur annexé Z et dont le débit de combustible est contrôlé par une rainure hélicoïdale capillaire.

Il existe des <u>carburateurs mixtes</u> procédant des méthodes (a) et (b).

Les carburateurs des catégories (a) et (b) peuvent avoir leur chambre de mélange réchauffée par une circulation extérieure, soit de l'eau de refroidissement du cylindre du moteur, soit par circulation des gaz d'échappement, dans le but d'éviter les

condensations de combustible dues aux variations de température correspondantes aux variations de la pression dans la canalisation (fig. 217) ; la circulation d'eau chaude a lieu dans la double enveloppe de capacité N.

Le réchauffage est plus ou moins intense suivant que le liquide est ou moins ou plus dense.

Les carburateurs (fig. 217 et 219) s'emploient pour des combustibles légers tels qu'essence de pétrole, benzol, etc.. ; celui (fig. 220) s'emploie pour l'alcool, le pétrole lampant de faible densité, ses moyens de réchauffage par le gaz de l'échappement du mélange ont été plus développés par l'adjonction de la masse à ailettes d subissant par e l'action des gaz perdus chauds.

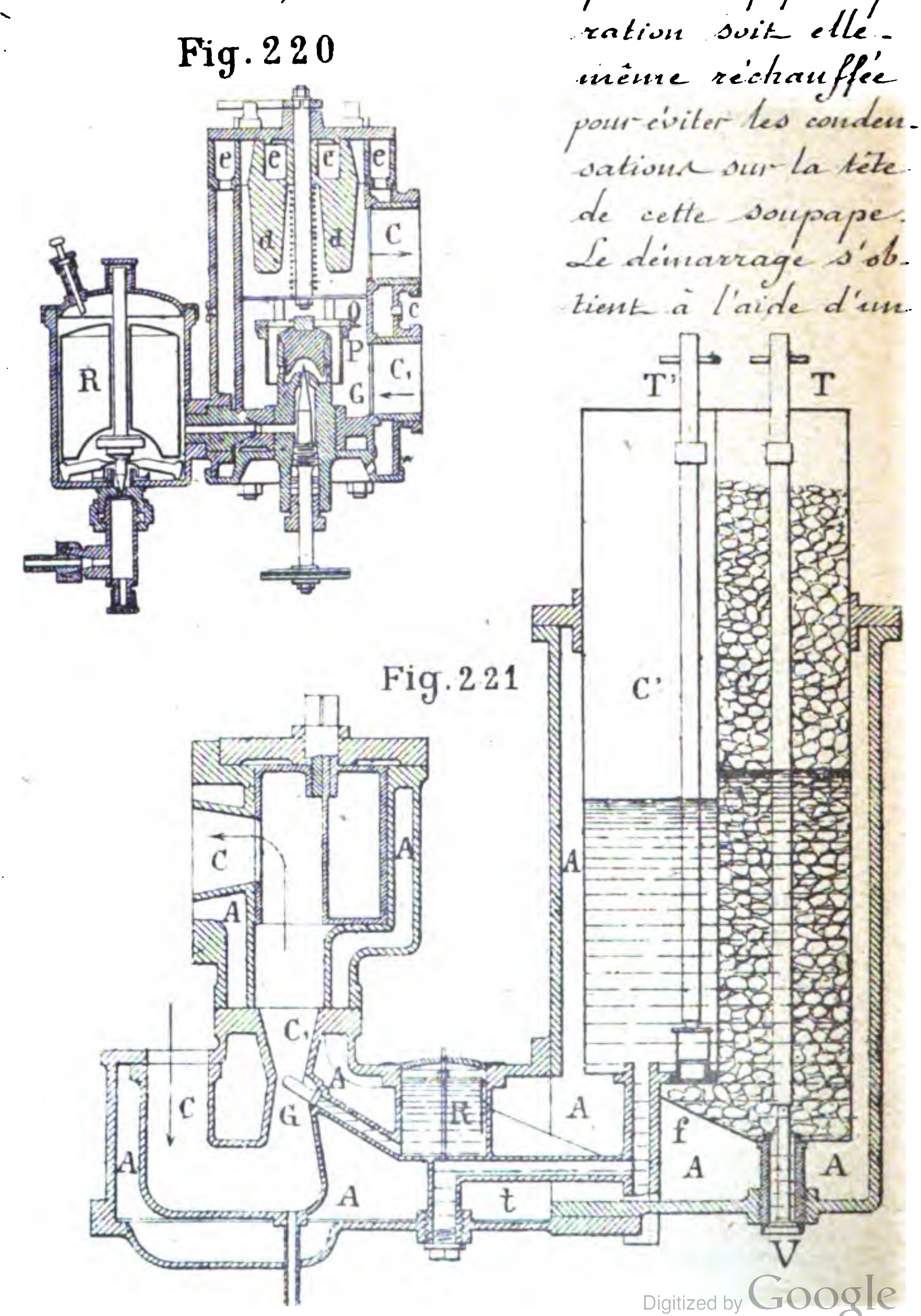
Le carburateur (fig. 221) est spécialement destiné à l'emploi de la naphtaline comme combustible, il peut utiliser les pétroles lampants.

Son fonctionnement, pour l'emploi de la naphtaline, est le suivant :

Le carburateur est entièrement muni d'une double enveloppe ménageant entre elle et la paroi du carburateur un espace A où circulent les gaz d'échappement du moteur.

La naphtaline pure est introduite dans la capacité C, fond sous l'influence de sa paroi chaude, se décante et passe en C' d'où elle alimente par l'intermédiaire du flotteur R le gicleur G. Le mélange d'air et de naphtaline pulvérisée se rend directement au moteur par C_1'. Il est indispensable

que la canalisation $C_1 C_2$ soit très courte et réchauffée extérieurement ; il est même bon que la soupape d'aspiration soit elle-même réchauffée pour éviter les condensations sur la tête de cette soupape. Le démarrage s'obtient à l'aide d'un

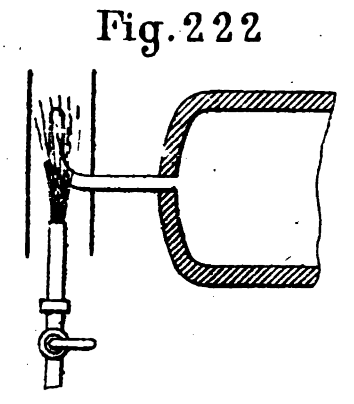


carburateur à essence annexé.

Les variations de régime des moteurs à explosion alimentées avec les combustibles autres que l'essence de pétrole ou le benzol ne peuvent pas être aussi considérables que celles obtenues en employant ces combustibles, le réchauffage du carburateur devient vite insuffisant lorsque le moteur marche à allure très réduite (8 à 10% de la vitesse normale).

171. — Dispositifs d'allumage. — Vers la fin de la compression du mélange gazeux dans le cylindre d'un moteur à explosion, il est nécessaire de produire la déflagration du mélange détonant, au moment voulu pour que le combustible soit entièrement consumé avant la fin de la course de détente.

Fig. 222



On procédait primitivement à cette inflammation à l'aide d'un tube chauffé extérieurement à une température élevée, et dont la capacité était en communication permanente avec le cylindre (fig. 222). Lorsque les gaz étaient portés par leur compression à une température suffisante, leur inflammation se produisait au contact de la paroi chaude

Ce mode d'allumage présentait de graves inconvénients et il a été abandonné et remplacé par l'allumage du mélange détonant à l'aide d'une étincelle électrique jaillissant à l'intérieur du cylindre moteur.

L'étincelle électrique peut être de rupture ou de tension.

Allumage par rupture. — L'étincelle électrique est obtenue à l'aide d'un dispositif permettant de rompre, à l'intérieur du cylindre moteur, un courant électrique permanent.

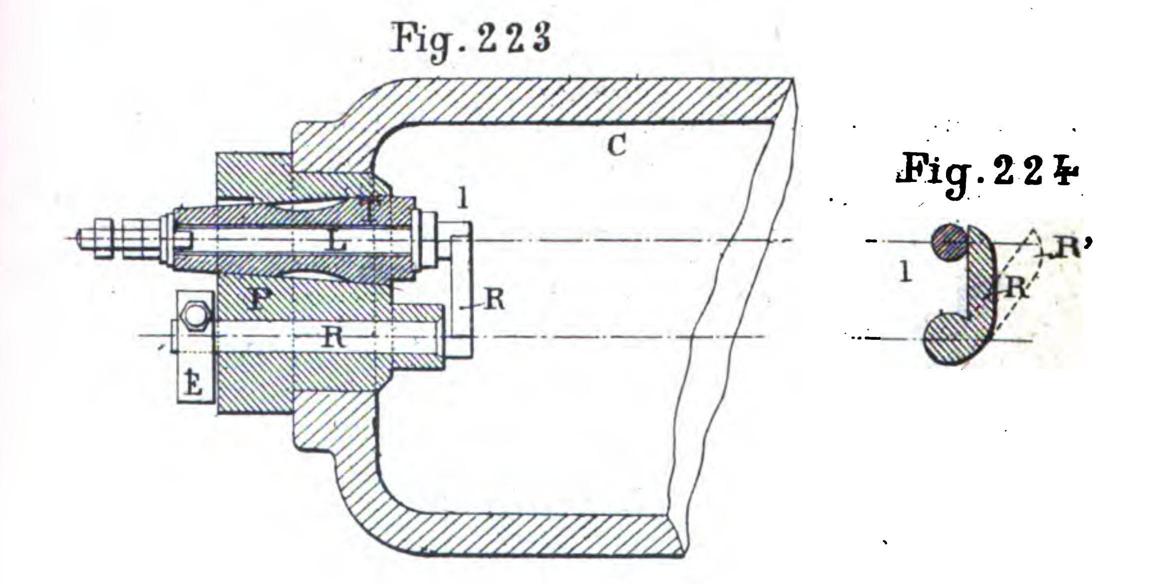


Fig. 223

Fig. 224

Soit le cylindre C (fig. 223) dans le fond duquel est fixé un plateau P.

Solidaire du plateau P se trouve une tige creuse T en matière isolante, porcelaine, mica, au centre de T passe une tige L reliée à l'un des pôles d'une source de courant électrique quelconque, pile, dynamo, magnéto, etc...; l'extrémité l de la tige L est reliée à la masse du cylindre, auquel est relié le second pôle de la source de courant considérée, par la tige R (fig. 223 et 224). Si le courant électrique considéré passe dans le circuit fermé ainsi formé et si mécaniquement nous faisons prendre à R la position R' (fig. 224), le courant électrique se trouvant brusquement interrompu, il jaillira entre l et R une étincelle d'extra-courant, dont la chaleur suffira pour enflammer le mélange détonant au sein duquel elle s'est produite.

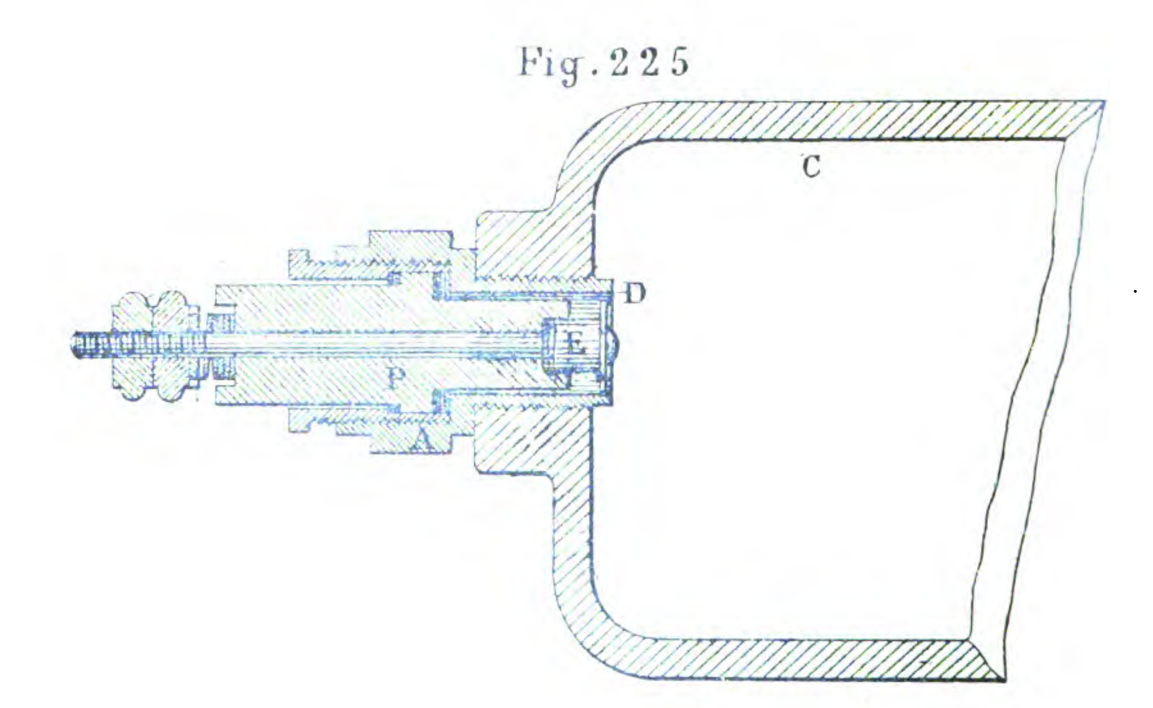
Ce dispositif d'allumage est très bon, l'étincelle produite étant très chaude et de grande surface, mais la commande mécanique est assez délicate et compliquée lorsqu'il s'agit de pouvoir faire varier le point d'allumage, c'est-à-dire le moment où se produit la rupture par rapport à la position du piston dans le cylindre.

Allumage par étincelle de tension. —

Ce dispositif d'allumage est le plus répandu actuellement. Il comporte toujours une source de courant électrique à basse tension, un transformateur de ce courant en courant de haute tensio

un dispositif d'interruption du courant basse tension permettant d'obtenir les étincelles d'extra-courant haute tension jaillissant à l'extrémité des bougies d'allumage à l'intérieur du cylindre moteur.

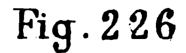
Fig. 225

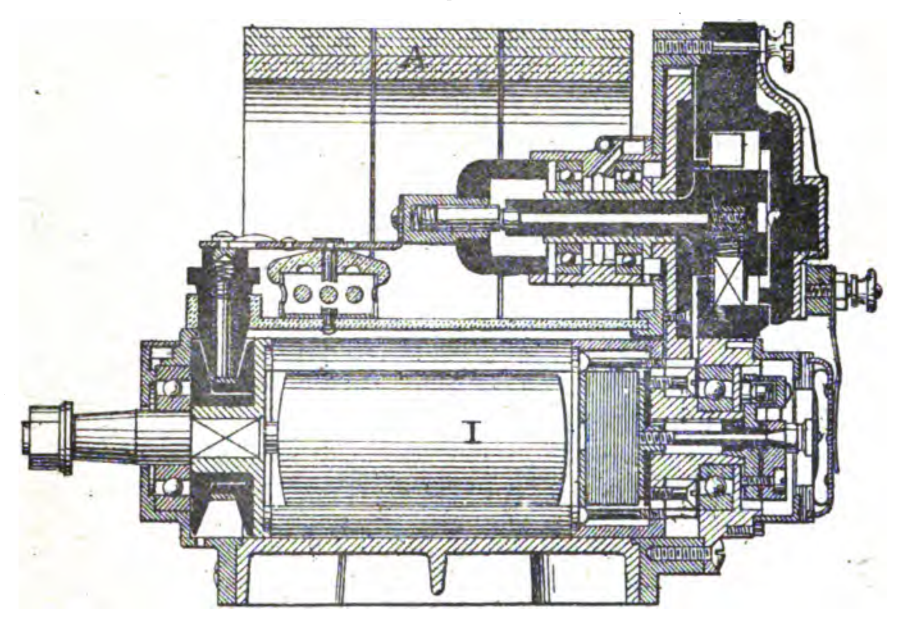


Soit C le cylindre moteur, en un point de la masse est rapportée, généralement vissée, une pièce métallique A dans laquelle est fixée une douille P en matière isolante, porcelaine, serpentine ou mica ; cette douille P est traversée par une tige métallique E qui se trouve ainsi isolée électriquement de la masse du moteur.

L'extrémité de la tige E est telle qu'un faible espace D (annulaire dans le cas de la figure) l'isole électriquement de la masse. L'étincelle d'allumage jaillira entre l'extrémité de E et la masse du cylindre.

La source de courant électrique la plus employée actuellement est constituée par une magnéto (fig. 226) dont l'induit tourne généralement à la vitesse angulaire de l'arbre du moteur.

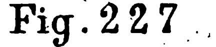

Fig. 226

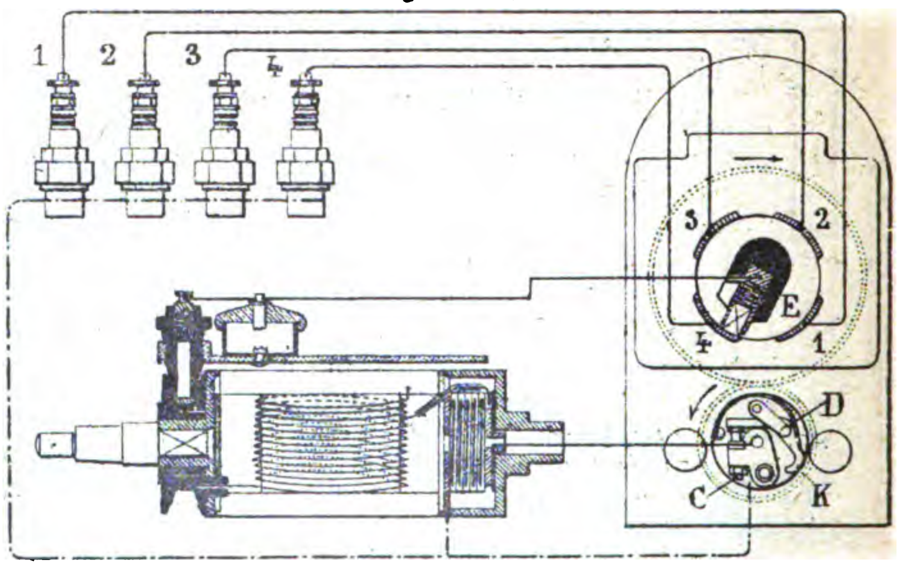


Le fonctionnement d'une magnéto d'allumage haute-tension est le suivant :

L'induit I tournant entre les pôles des aimants permanents A engendre un courant à basse tension.

L'une des extrémités du fil de l'enroulement primaire est reliée à la masse et l'autre au contact isolé C (fig. 227), le circuit primaire est fermé lorsque le doigt mobile K, relié à la masse, est en contact avec l'extrémité de C. Le doigt mobile K tournant autour de l'axe de la magnéto peut osciller autour de son axe D et rompre le contact entre K et C


Fig. 227



déterminant un extra-courant dans l'enroulement secondaire formant transformateur. Ce courant est conduit par l'intermédiaire d'un distributeur E, tournant à la moitié de la vitesse angulaire de l'induit, à la tige centrale de la bougie du cylindre du moteur qui est au temps d'allumage, l'étincelle se produit alors entre la tige centrale et la masse déterminant la déflagration du mélange.

On emploie encore des dispositifs d'allumage dont les éléments sont les mêmes que ceux que nous venons de décrire, mais disposés d'autre façon, le courant d'origine provenant d'accumulateurs, de piles, d'une dynamo, etc....

172. — Refroidissement du cylindre. — La chaleur développée dans le cylindre d'un moteur à explosion ou à combustion, par la compression du mélange détonant et par la déflagration de ce mélange est considérable. Elle correspond à une température des gaz de la combustion et, par suite, des parois du cylindre avec qui ils sont en contact, incompatible avec la nature des métaux dont peuvent être constitués ces cylindres. La température des gaz au moment de l'explosion peut être évaluée de 1300 à 1600° C. Les parois du cylindre ne doivent pas dépasser une température supérieure à 120° ou 130° pour permettre une bonne lubrification, et surtout pour que la résistance du métal ne soit pas altérée.

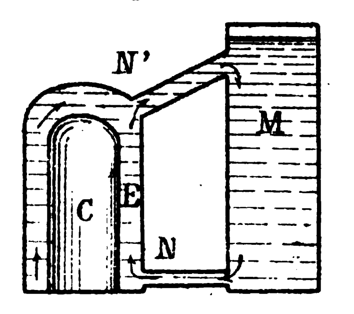
On peut refroidir les parois du cylindre, soit par une circulation d'eau ou d'un liquide quelconque, soit par une circulation d'air.

Refroidissement par circulation d'eau. — Le refroidissement du cylindre des moteurs à explosion ou à combustion est adopté en général pour tous les types de moteurs, fixes, mi-fixes, de bateaux, de véhicules automobiles, etc....

La circulation de l'eau peut être (a) par thermo-siphon ou (b) forcée.

a) Circulation par thermo-siphon. — Le cylindre C (fig. 228) étant muni d'une enveloppe extérieure, comme il a été indiqué (fig. 199 à 205), un réservoir d'eau M se trouve à proximité, mais de telle sorte que son niveau supérieur soit en charge sur le point le plus haut de l'espace E, où doit se produire la circulation de l'eau. Le fond du réservoir est en communication avec le point le plus bas de l'espace E et le point le plus haut de cet espace E est en communication avec la partie supérieure du réservoir. Par différence entre la densité de l'eau chaude contenue dans E et de l'eau plus froide du réservoir M un courant de circulation s'établit suivant les flèches. La capacité du réservoir peut être suffisante pour que par rayonnement et évaporation, la température de l'eau du réservoir soit toujours convenable, s'il ne peut en être ainsi, ce réservoir est constitué, comme dans les véhicules automobiles par un faisceau de tubes à grande surface, celle-ci étant refroidie par un courant d'air, soit naturel, soit forcé par l'action d'un ventilateur.

Fig. 228



b) – Circulation forcée. – Lorsque l'on dispose d'eau courante, le problème de la circulation est très simple; mais si l'on veut faire parcourir à l'eau de refroidissement un cycle fermé, on est obligé, si la circulation ne peut se faire par thermo-siphon, par exemple, dans le cas où le réservoir ne peut être en charge sur le point le plus haut de l'espace E, d'intercaler sur le circuit une pompe forçant l'eau à circuler dans le sens des flèches de la figure 228.

Le point le plus favorable où doit se trouver la pompe est évidemment le point le plus bas, la canalisation N par exemple.

Refroidissement par circulation d'eau. –

Le refroidissement par circulation d'eau est surtout employé pour le refroidissement des cylindres de moteurs extra-légers d'aviation, à cylindres tournants (fig. 206 et 207) ou à cylindres fixes; dans ce cas les cylindres sont munis d'ailettes rapportées ou faisant corps avec lui, pour augmenter la surface de refroidissement. La circulation de l'air est assurée par un ventilateur mû par le moteur et par une série d'enveloppes et de chicanes répartissant les courants d'air pour que tous les points du ou des cylindres soient également refroidis.

173. — Dispositifs pour la mise en marche. —

La mise en marche des moteurs à explosion de faible puissance se fait généralement à la main. Dans ce cas, on agit sur une manivelle à encliquetage située à l'une des extrémités de l'arbre moteur, l'encliquetage agissant au moment où la première explosion a lieu, pour empêcher la main d'être entraînée dans un mouvement trop rapide. On agit aussi sur le volant, lorsque ce dernier a une masse suffisante.

Pour les moteurs de puissance plus élevée, ou bien dans le cas des moteurs à combustion, un dispositif est prévu (fig. 210) pour permettre, en agissant sur le levier L, qui comporte un système de cliquet pouvant engrener avec la couronne dentée C solidaire du volant, de déterminer la rotation de l'arbre moteur jusqu'au moment où le piston est à son point mort haut à la fin de la course de compression, un dispositif d'allumage spécial permet d'obtenir la première explosion qui détermine la mise en route du moteur.

Dans le cas de puissants moteurs, surtout à gaz pauvre ou à combustion, ce dispositif serait insuffisant, aussi prévoit-on les organes nécessaires pour que le moteur puisse être lancé en le faisant fonctionner comme moteur à air comprimé, celui-ci étant

préalablement emmagasiné dans des réservoirs (P et L, fig. 210), lorsque la vitesse de rotation est suffisante on interrompt l'action de l'air comprimé, le moteur, par suite de la puissance d'inertie de son volant, fait plusieurs tours, aspire le mélange détonant et peut alors fonctionner normalement.

Chapitre IX.

Chapitre IX.

Machines de travail – Machines-outils.

§.1. Principales Machines pour le travail des métaux.

174. – Marteaux-pilons. – Presses à forger. – Le travail à chaud des métaux tels que le fer, l'acier ou leurs dérivés se réduit le plus souvent à des compressions par action vive ou lente en vue d'obtenir la déformation des blocs qu'il s'agit d'utiliser. Ces actions peuvent être exercées dans le but de réunir par soudure autogène les divers éléments d'un même métal devant constituer un bloc ou une pièce finie.

La compression par action vive ou martelage utilise le choc résultant d'une masse tombante avec une certaine puissance vive sur la pièce à travailler.

La compression par action lente est la compression entre deux surfaces dures d'un corps de moindre dureté.

De la comparaison des deux procédés de –

martelage ou de compression, il résulte que :

1°. pour les métaux malléables, le rendement mécanique de la compression due à la presse est au minimum le double de celui du marteau normal.

2°. pour les métaux élastiques et de grande résistance, tels que les aciers à forger, du rouge cerise au rouge sombre, la différence du rendement s'abaisse, le martelage ou la compression exigent sensiblement la même énergie mécanique pour les mêmes effets.

D'autre part, il faut, dans certains cas, tenir compte que le martelage a pour effet de maintenir la température de la pièce, une grande partie de l'énergie non utilisée pour la déformation se transformant en chaleur conservée par la pièce. De plus, le temps de contact du marteau et de la pièce étant très court, le refroidissement par contact est faible.

Le forgeage, par compression lente, est, en pratique, surtout usité pour les grosses pièces et pour le forgeage de pièces, même de petites dimensions, fabriquées en grandes séries.

Marteaux-pilons. — Ils se composent essentiellement (fig. 229 à 231) : 1° d'un bâti B comportant deux glissières G servant de guide à la masse M à l'extrémité de laquelle est fixé le marteau ou l'étampe devant en faire office.

2° D'une chabotte C sur laquelle est fixée l'enclume E. La chabotte repose, pour les marteaux

de faible puissance, sur le bâti; pour les marteaux de grande puissance sur un dispositif de fondation, isolé autant que possible des fondations du bâti B, les fondations de la chabotte doivent absorber en grande partie les réactions nuisibles du choc du mouton sur l'enclume.

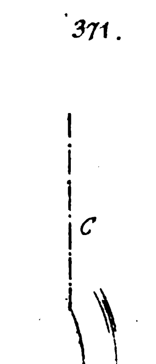
L'énergie peut être transmise au marteau par l'intermédiaire de dispositifs rigides ou semi-rigides (marteaux mécaniques), ou par l'intermédiaire de fluides, tels que la vapeur ou l'air comprimé.

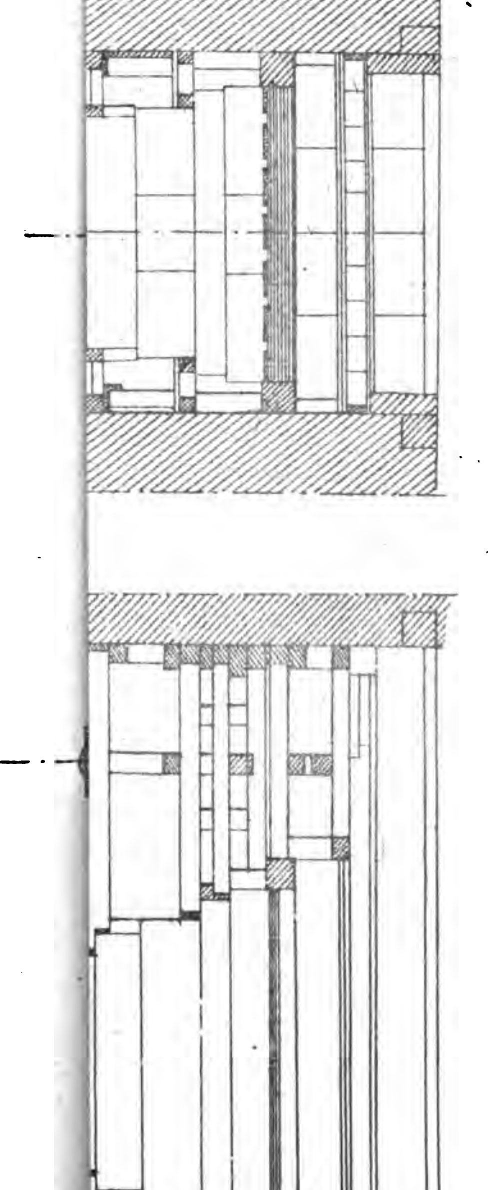
Marteaux mécaniques.

— Le marteau (fig. 232 et 233) se compose essentiellement d'un arbre A à manivelle M, cet arbre A recevant un mouvement de rotation par l'intermédiaire de la courroie de transmission C. Le marteau est constitué par le cylindre B à l'extrémité duquel est fixé le marteau proprement dit P. Le cylindre B est actionné par la bielle D solidaire des pistons E et F, solidaires eux-mêmes du cylindre B. Un dispositif de robinets permet de faire varier la vitesse d'écoulement de l'air des espaces R et S, ce qui permet les variations d'intensité des coups.

Un levier L permet l'embrayage et l'arrêt faciles de la machine.

La figure 234 représente un marteau mécanique


C



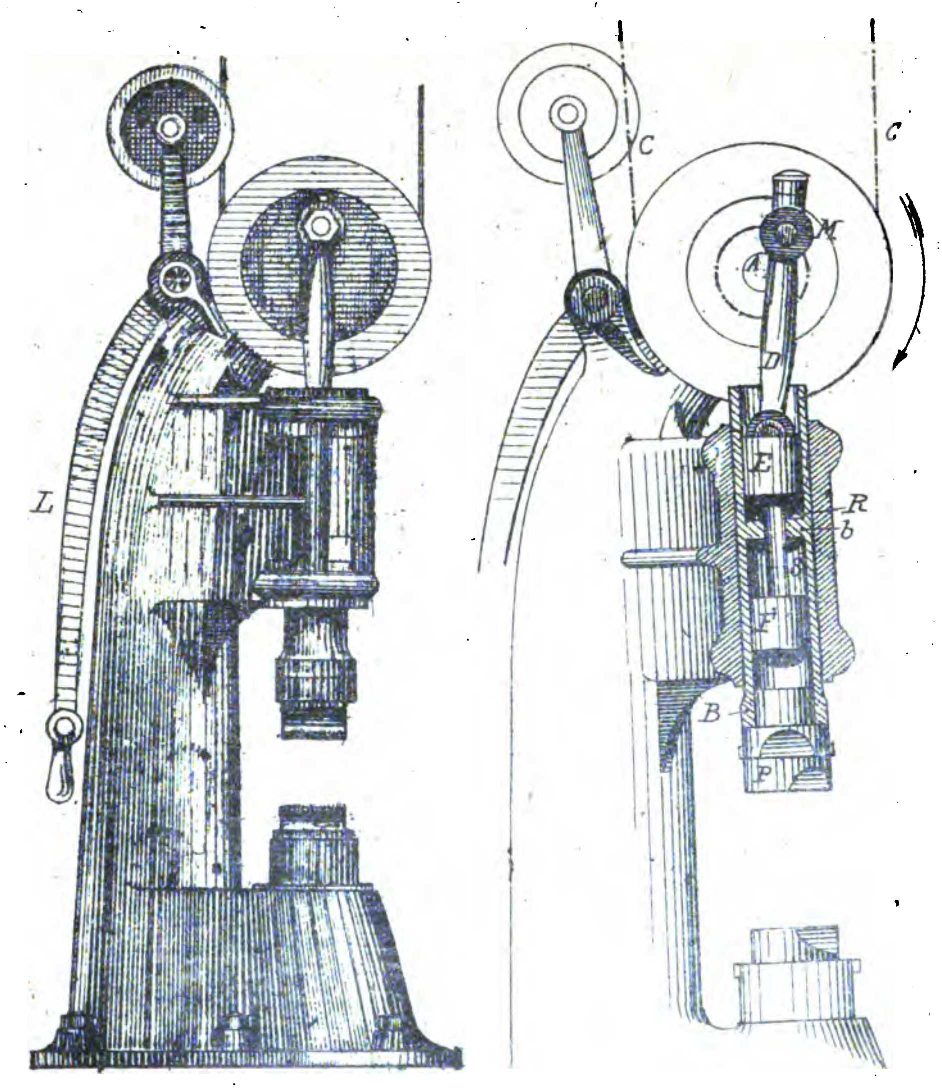


Fig. 232. Fig. 233

dont la masse frappante M guidée dans les coulisses G est actionnée par un système de levier L et ressort amortisseur R.

Le mouvement est transmis au levier par la

bielle B solidaire de l'arbre coudé A recevant un mouvement de rotation continue par la courroie de transmission attelée sur la poulie N.

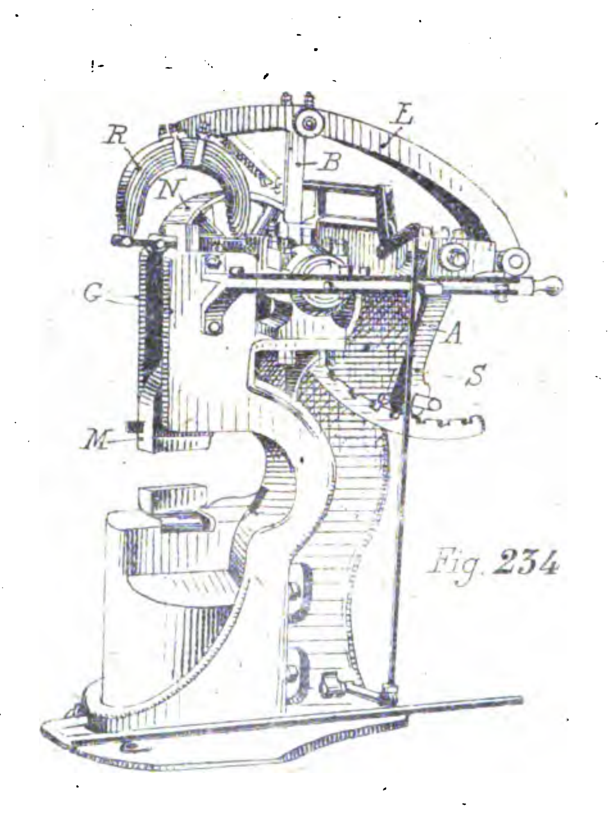


Fig. 234

Le réglage de la course du marteau et de l'intensité des coups s'obtient par la manœuvre du levier S. Ce genre de marteau mécanique est communément appelé martinet.

Les marteaux à planche (fig. 235) sont essentiellement composés d'un bâti porte-chabotte comportant deux glissières GG entre lesquelles peut se déplacer le marteau M. Ce marteau est solidaire d'une planche B à surface rugueuse passant entre deux galets à friction C animé d'un mouvement de rotation continu.

Par un système à excentrique, les rouleaux sont, à volonté, sollicités l'un vers l'autre et élèvent par friction, la planche, et, par suite, le marteau, jusqu'à une certaine hauteur que l'on peut faire

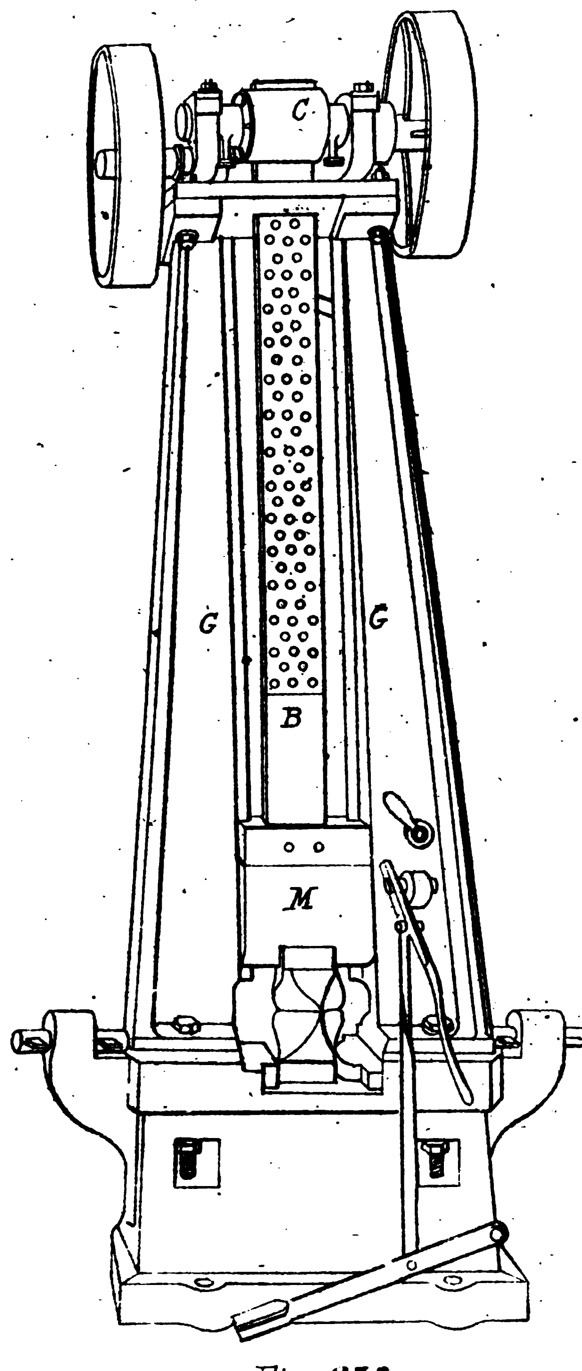


Fig 235

varier et régler d'avance suivant le travail à effectuer.

Marteaux-pilons à vapeur ou à air comprimé.

— Le marteau-pilon à vapeur (fig. 229, 230 et 231) dont la masse est M se déplace entre les glissières GG, solidaires du bâti B, est muni, à sa partie supérieure, d'un cylindre à vapeur D dans lequel se meut un piston P relié à la masse M par la tige T.

La distribution de la vapeur arrivant par O est assurée par le fonctionnement du tiroir S actionné soit mécaniquement par le système bielle et leviers d, c, b, ou à la main par le levier a et ses renvois.

Les marteaux-pilons à vapeur ou à air

comprimé peuvent n'être qu'à simple effet, le gaz étant destiné à assurer la remontée de la masse, sans avoir à en accélérer la chute.

Les marteaux-pilons sont, dans certains cas, à commande hydraulique ou électrique (Van Depoele) ou même à gaz explosif tel que le marteau Robson.

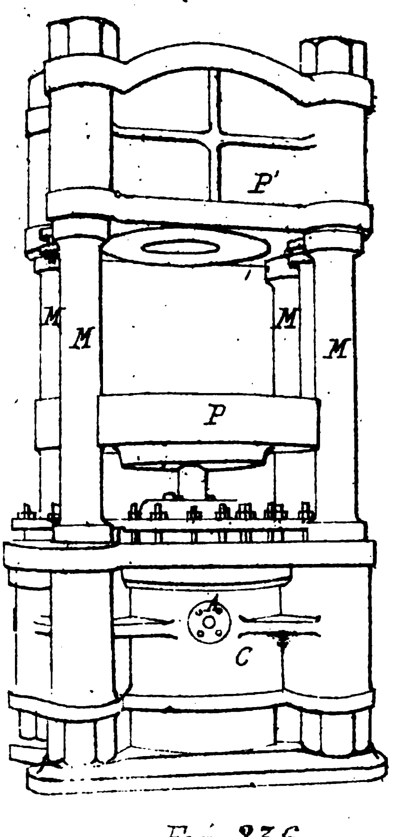


Fig. 236

Presses à forger. —

Les presses à forger sont généralement constituées (fig. 236) par un socle formant le cylindre C; dans ce cylindre peut fonctionner un piston dont la tige T comporte un plateau P dit plateau mobile.

Au socle C est relié, par quatre tiges M, un plateau P' fixe. La pièce à travailler est placée entre P et P'.

La presse (fig. 236) est à commande hydraulique, l'arrivée de l'eau sous pression se faisant en A.

La presse (fig. 237) est à commande à vapeur.

Enfin la figure 238 représente un marteau-presse, la masse M peut être actionnée séparément ou simultanément par la vapeur agissant sur le piston P du cylindre à vapeur C ou par l'eau sous

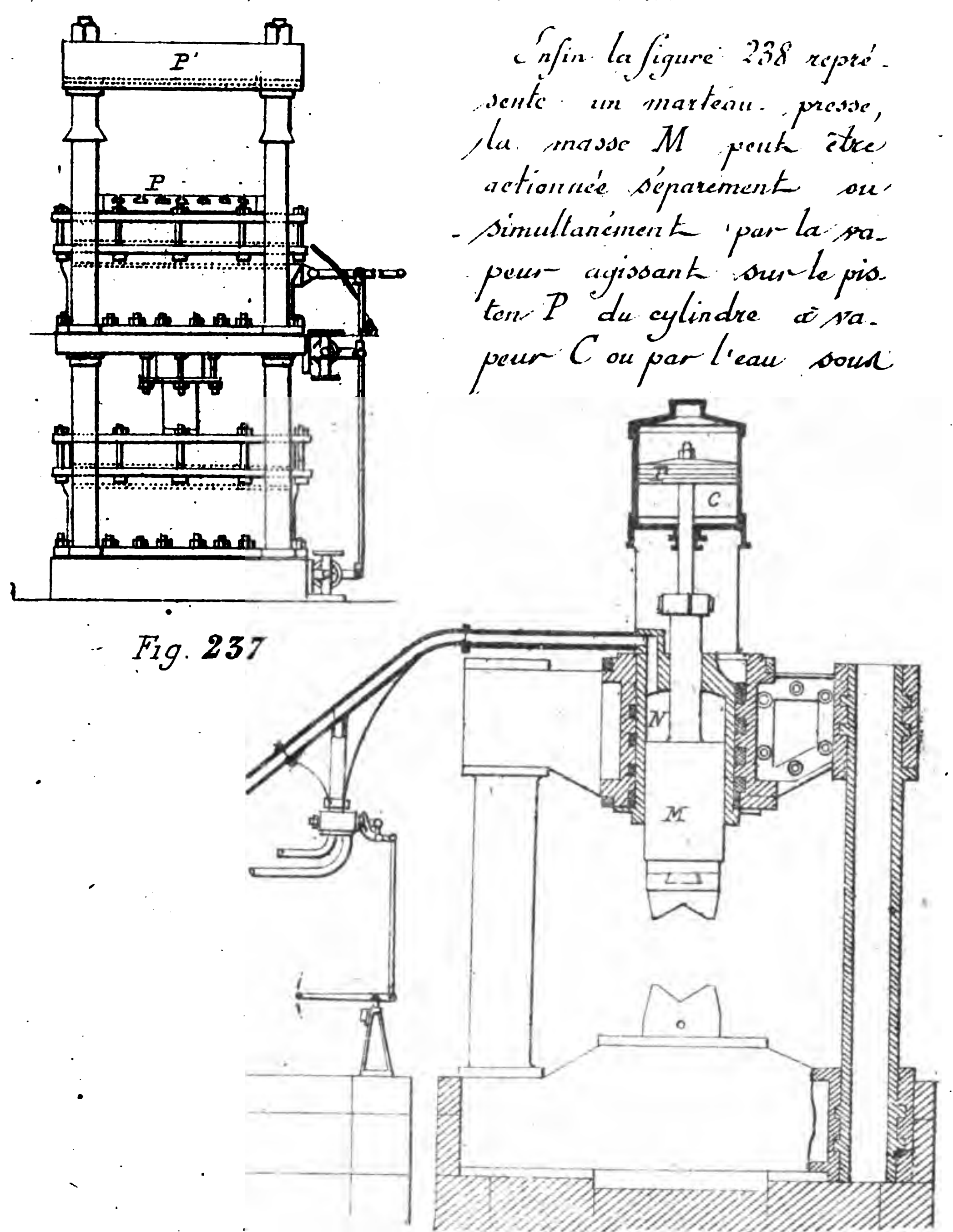


Fig. 237

Fig. 238

pression amenée par la canalisation S et pouvant agir sur le piston M du cylindre guide N.

175. — Laminoirs. — Les laminoirs sont des machines dont on se sert pour donner, généralement à chaud, aux masses métalliques les formes convenables à l'aide d'une pression et d'une traction exercées sur ces masses.

Un laminoir (fig. 239) se compose de deux cylindres C et C' superposés et tournant en sens contraire l'un de l'autre, la distance d'axe en axe des cylindres, pour un travail déterminé est invariable.

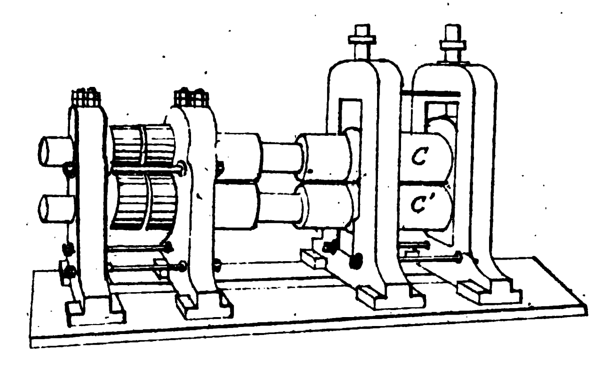


Fig. 239

Le bloc B de métal à travailler (fig. 240) est entraîné par la rotation des cylindres C' et C, est pressé entre eux, il s'allonge et sa section devient celle de l'espace libre entre les cylindres.

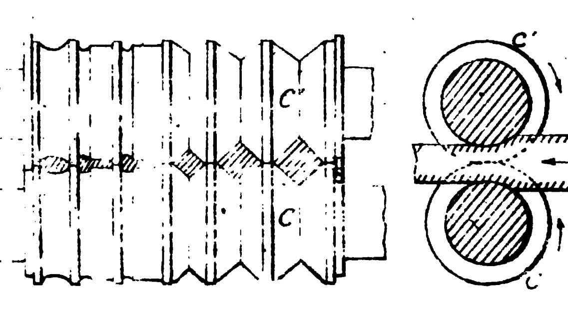


Fig. 240

L'action de laminer un métal a généralement pour effet d'en

augmenter la densité et la dureté.

Une série de laminoirs forme ce que l'on appelle un <u>train de laminoirs</u>.

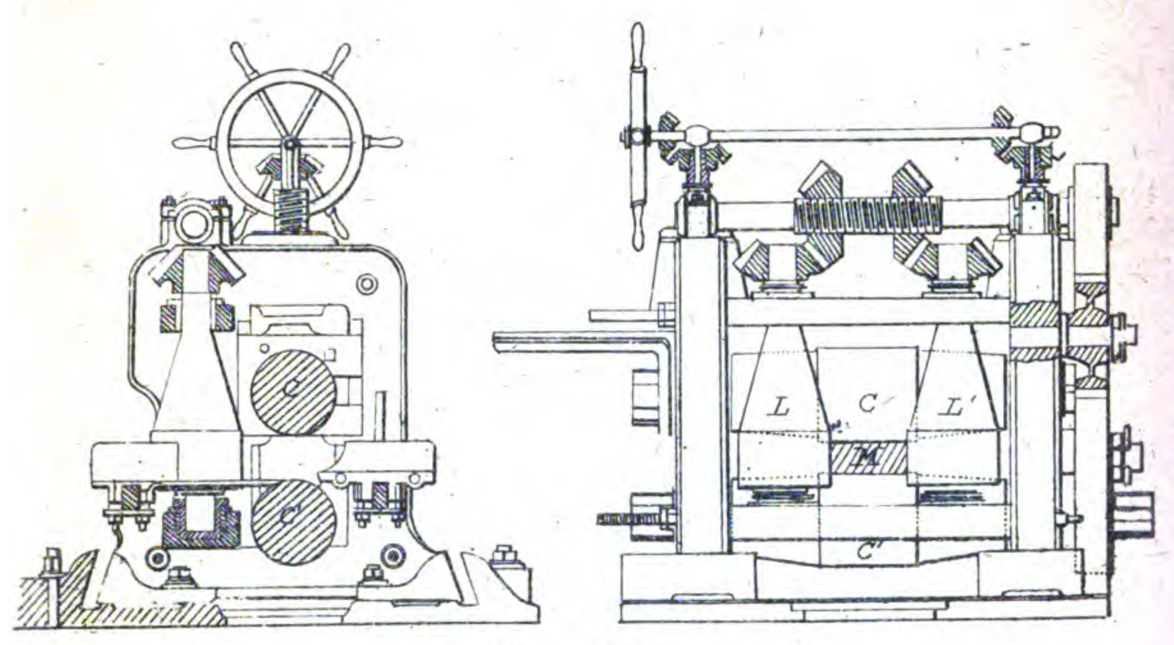
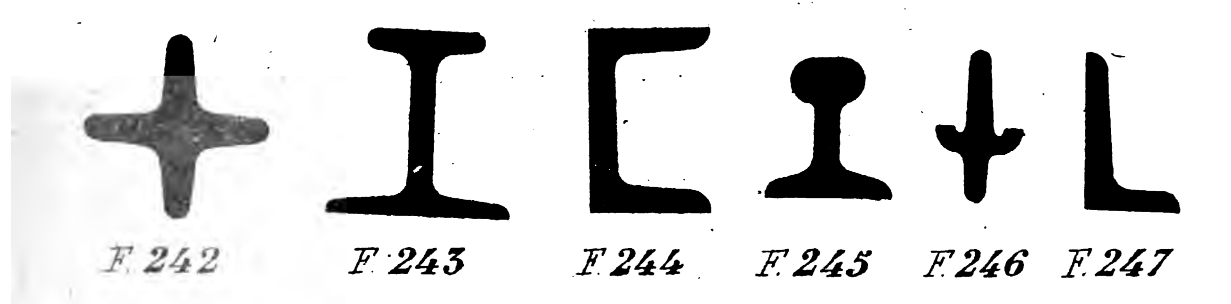


Fig. 241

Les laminoirs dits universels sont équipés à l'aide de cylindres horizontaux C et C' et de cylindres verticaux L et L', ils permettent le laminage des blocs à travailler suivant deux directions rectangulaires.

On obtient par laminage tous les fers profilés du commerce, les rails, etc.... les figures 242 à 247 représentent quelques-unes des sections obtenues couramment.



F. 242 F. 243 F. 244 F. 245 F. 246 F. 247

176. — **Cisailles**. — Les cisailles sont des machines-outils employées pour couper les métaux et en général les corps durs. Les cisailles peuvent être actionnées à la main ou mécaniquement. Il existe une grande variété de types de cisailles ; on peut distinguer particulièrement :

(a) — les cisailles à main, (b) les cisailles à guillotine, (c) les cisailles circulaires :

(a) — **Cisailles à main**. — Les cisailles à main (fig. 248) sont essentiellement constituées par un bâti B sur lequel est fixé un couteau CF dont la section est représentée fig. 249. Un levier L sur lequel est fixé un couteau mobile CM peut osciller autour d'un axe C, solidaire du bâti. Un système de leviers l et l' démultiplicateurs de l'effort à vaincre, permet au couteau CM de se déplacer devant le couteau CF, sa face ab

Fig. 248

F. 249

étant sensiblement au contact de la face cd du couteau CF. La matière à couper se trouvant entre les lignes tranchantes de CM et de CF se divise sous l'effort de cisaillement ou glissement de deux sections voisines l'une sur l'autre.

Les cisailles à main servant au découpage de tous métaux en feuilles, des fers plats, etc....

(b) – Cisailles à guillotine. – Les cisailles à guillotine (fig. 250) sont essentiellement composées comme les cisailles à main d'un couteau fixe CF solidaire du bâti B et d'un couteau mobile CM solidaire d'une masse M coulissant entre des glissières solidaires du bâti. Les tranchants des couteaux font entre eux un angle de 8 à 10°. Le mouvement de bas en haut dont doit être animé le porte-couteau M

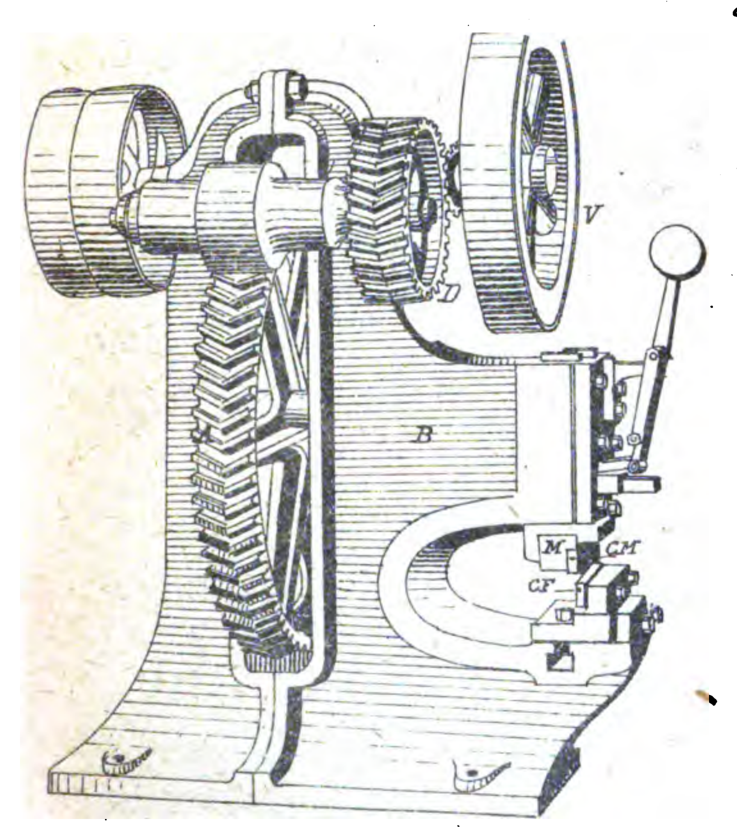


Fig. 250

lui est communiqué par un dispositif d'excentrique et d'arbres tels que A, D, recevant le mouvement de rotation par la transmission ou à la main, un volant V est adjoint pour régulariser les efforts résistants. Ces cisailles sont construites sous toutes formes et dimensions et peuvent cisailler des épaisseurs importantes de métaux durs.

Les cisailles à guillotine se font aussi pour que le mouvement du porte-couteau CM lui soit donné par la vapeur, l'air comprimé ou l'eau sous pression (fig. 251).

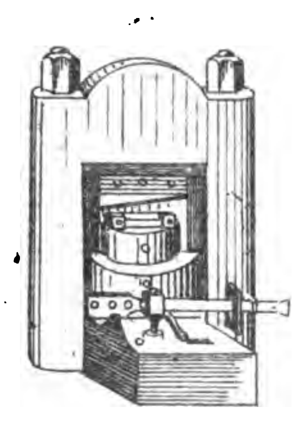


Fig. 251

Les cisailles peuvent être disposées pour couper les profilées de toutes sections, les couteaux ont alors un tranchant approprié à la forme de la section.

(c). Cisailles circulaires. — Les couteaux des cisailles circulaires (fig. 252) sont des disques cylindriques CF et CM animés d'un mouvement de rotation continu autour de leur axe. La distance d'axe des couteaux peut être varié.

Les couteaux dont l'écartement est fixe pour un même travail, entraînant, grâce à leur mouvement de rotation, la pièce à travailler qui subit entre eux l'effort de cisaillement nécessaire.

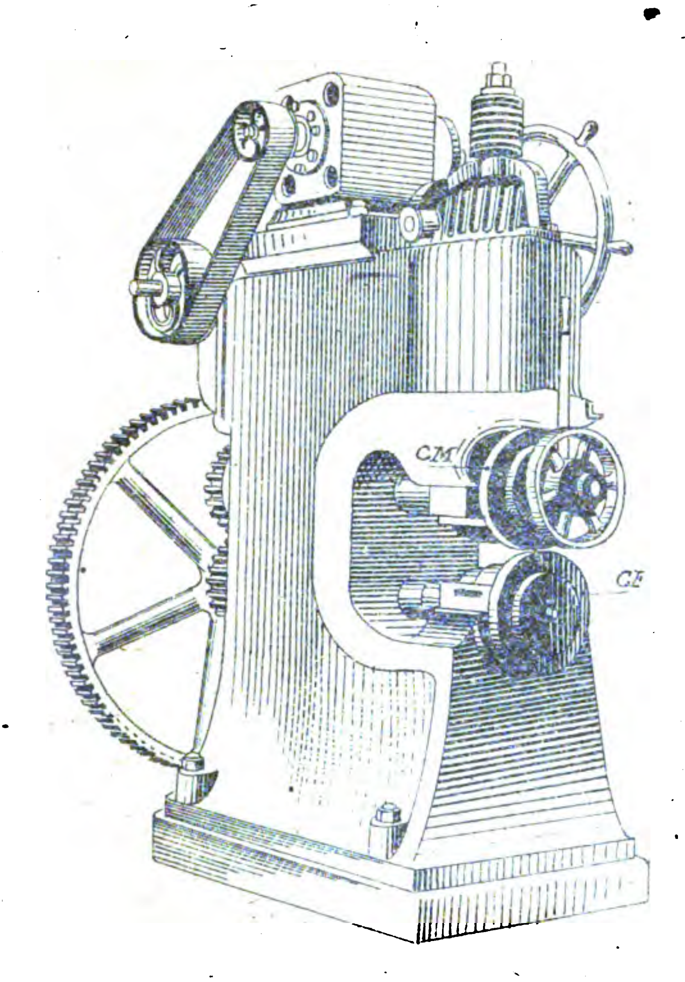


Fig. 252

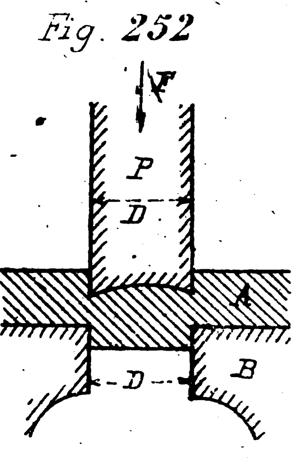


Fig. 253

On peut cisailler des bandes de grande longueur.

Les disques ont environ un diamètre égal à 80 fois l'épaisseur de la pièce à couper.

177. _Poinçonneuses._

Les poinçonneuses sont des machines destinées à percer par cisaillement des trous de forme quelconque dans des corps durs. Soit A (fig. 253) la pièce dans laquelle il s'agit de poinçonner un trou circulaire d'un diamètre D. Si la pièce A est posée sur un socle B comportant un trou circulaire de diamètre D et que nous appuyons sur A un poinçon de section circulaire et de diamètre D, nous concevons facilement que si l'effort F est suffisant, le poinçon P pénètrera dans A en chassant devant lui une quantité de matière

égale au volume qu'il occupera dans A. Cette quantité de matière s'appelle débouchure.

Les poinçonneuses sont essentiellement composées d'un bâti B (fig. 254) comportant la matrice M du poinçon P.

Dans les machines puissantes, telle que (fig. 255) des guides de poinçon G sont prévus et servent à serrer la pièce à poinçonner contre le bâti.

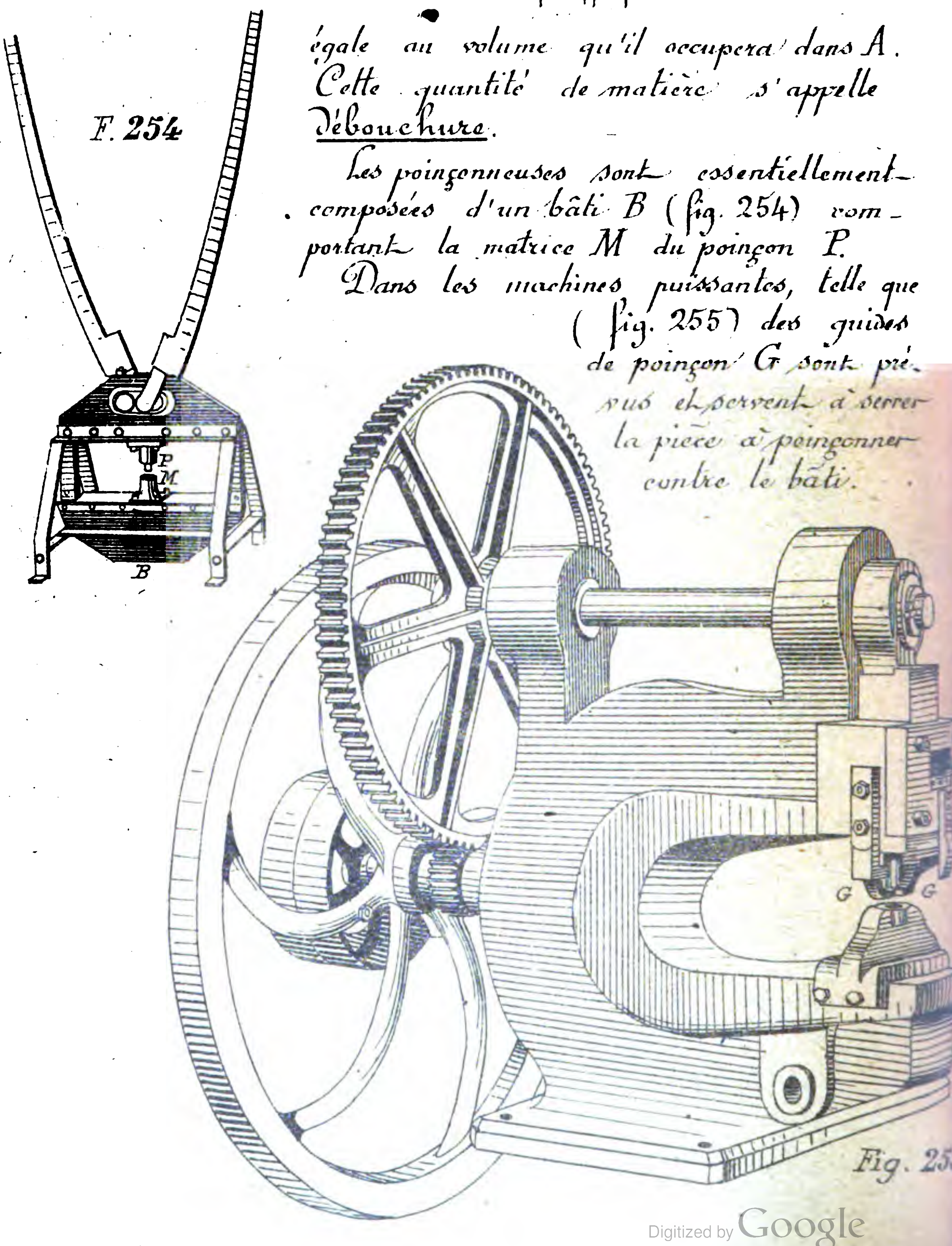


Fig. 255

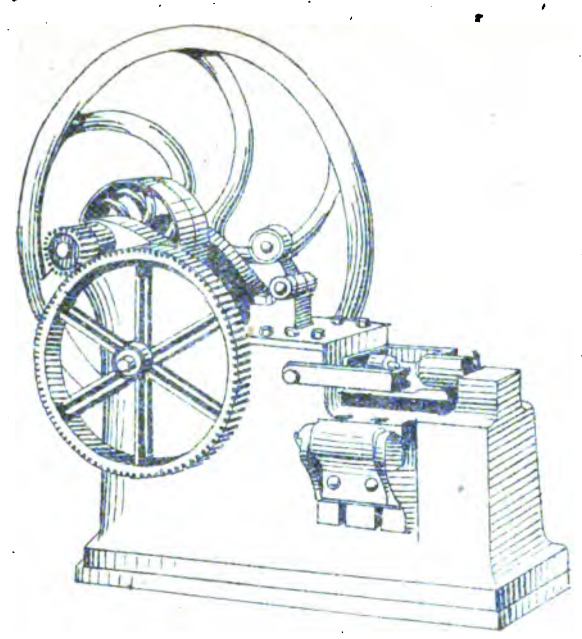


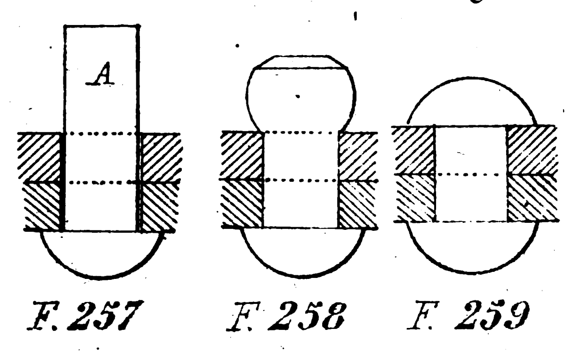
Fig. 256

Ces machines peuvent être actionnées à la main comme figure 254 ou au moteur comme figure 255 et 256.

Il existe des machines à poinçonner à vapeur, à air comprimé, hydraulique, etc .....

La vitesse du poinçon est en moyenne de 18m/m à la minute.

178. – <u>Riveuses</u>. – Les riveuses sont des machines destinées à obtenir le <u>rivetage</u> d'une pièce nommée <u>rivet</u>,



F. 257 F. 258 F. 259

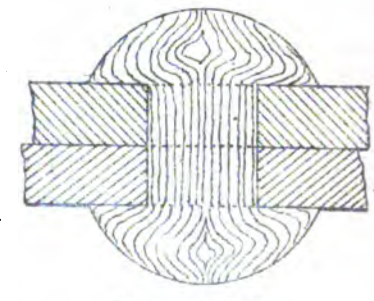


Fig. 260

servant à l'assemblage de deux autres pièces (fig. 257 à 260) ou d'une pièce devant être relié directement à une autre pièce (fig. 261).

L'opération du rivetage consiste à écraser la partie A (fig. 257 à 261), elle se fait au marteau par coups répétés, ou à la presse par pression continue.

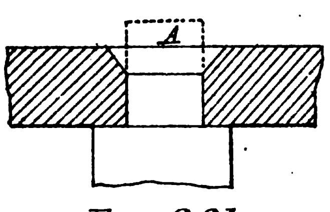


Fig. 261

On opère à froid pour les petits rivets en fer, pour ceux en cuivre, en aluminium, etc....

On opère à chaud pour tous diamètres au-dessus de 10 m/m.

Les machines à river se divisent en deux catégories distinctes (a): les <u>riveuses par percussion</u>, (b) les <u>riveuses par pression continue</u>.

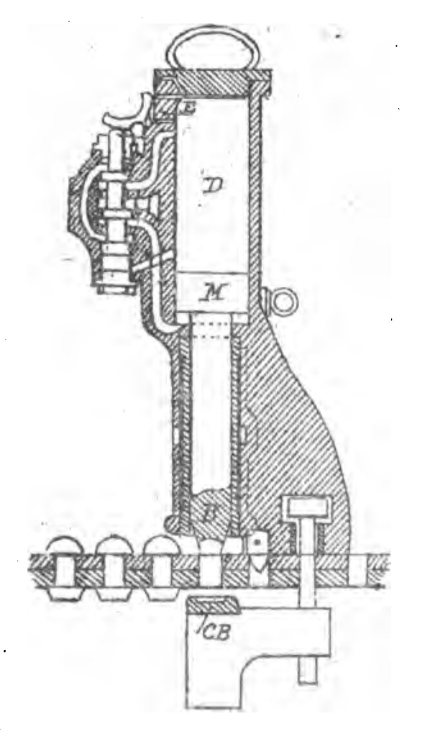


Fig. 262

(a). **Riveuses par percussion** — Dans cette catégorie peuvent être rangés tous les marteaux mécaniques de faible et de moyenne puissance; ces machines sont rarement employées pour le rivetage.

La rivure par percussion est généralement exécutée à l'aide de marteaux pneumatiques portatifs (fig. 262).

Le fonctionnement d'un tel outil est le suivant:

Une contre-bouterolle CB maintient la tête du rivet à placer, la bouterolle B est solidaire du marteau M formant piston dans un cylindre D d'une machine à air comprimé dont le tiroir T est actionné automatiquement lorsque le marteau M arrivant à l'extrémité de sa course vient heurter la pièce mobile E.

On construit maintenant des marteaux à air comprimé portatifs de toutes dimensions.

(b). Riveuses par pression continue. —

Les machines le plus fréquemment usitées sont les riveuses hydrauliques (fig. 263). Le bâti en forme d'U comporte d'une part la contre-bouterolle CB fixe, et la tête de riveuse comportant la bouterolle B.

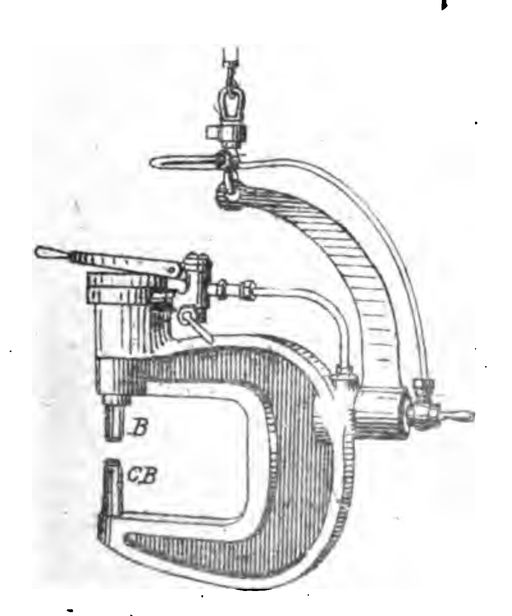


Fig. 263

La figure 264 donne le détail d'une tête de riveuse hydraulique.

L'eau sous pression est amenée par le robinet R dans le cylindre D solidaire du bâti de la machine. La pression de l'eau s'exerce sur le piston plongeur M qui porte la bouterolle B. Il existe de nombreux types de ces machines.

La pompe de mise en pression de l'eau est parfois

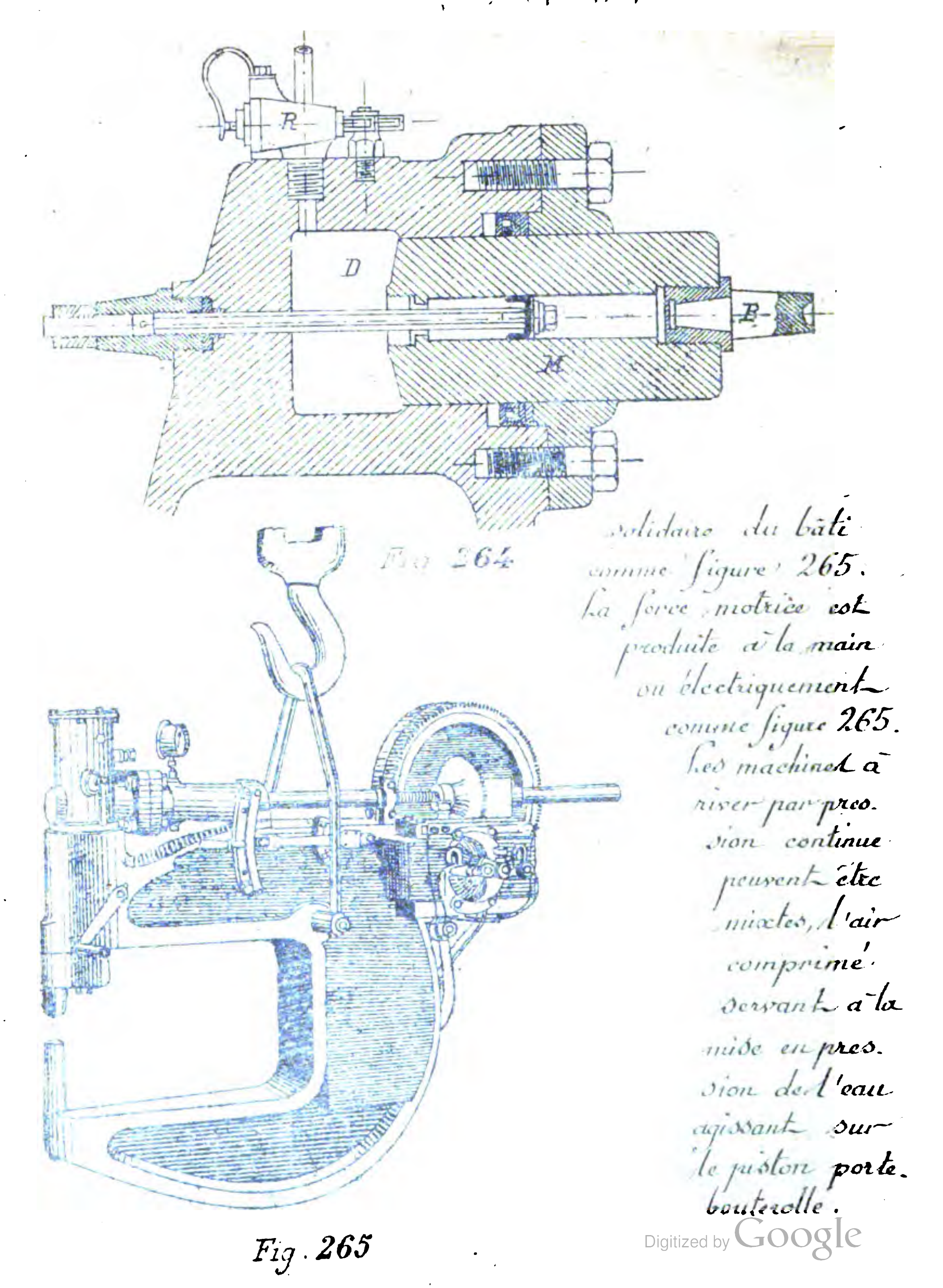


Fig. 264

solidaire du bâti comme figure 265. La force motrice est produite à la main ou électriquement comme figure 265. Les machines à river par pression continue peuvent être mixtes, l'air comprimé servant à la mise en pression de l'eau agissant sur le piston porte-bouterolle.

Fig. 265

179. **Raboteuses. – Étaux-limeurs.** – Les raboteuses sont des machines utilisées pour enlever la matière des pièces métalliques à façonner par coupe du métal.

Les raboteuses sont à outil fixe, à outil mobile, à outil tournant.

Les raboteuses proprement dites sont à outils fixes.

Les principales raboteuses à outils mobiles sont : les machines à chanfreiner, les étaux-limeurs, les mortaiseuses.

Les raboteuses à outils tournants sont de véritables machines à fraiser à dispositifs spéciaux.

Les outils (fig. 266), utilisés pour le rabotage des métaux ont, par rapport à la pièce à travailler P un mouvement relatif suivant la flèche; leur angle

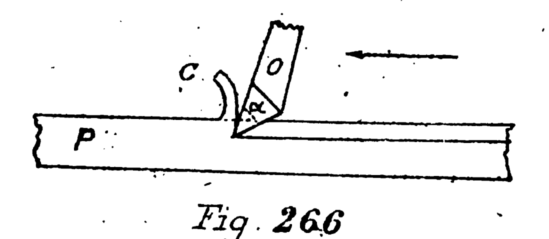


Fig. 266

de coupe, variable, suivant la nature du métal constitutif de l'outil et la nature du métal à travailler permet la pénétration et l'avance de l'outil dans le métal par coupe. Le métal enlevé se forme généralement en copeaux C.

Les vitesses d'avancement moyennes sont les suivantes : pour les grandes machines à raboter 80

à 105 m/m à la minute, quelle que soit la matière à travailler; pour les petites machines travaillant: l'acier 100 à 130 m/m, le fer 130 à 210 m/m, la fonte douce 115 à 235 m/m.

La largeur du copeau peut être: pour fortes machines de 7 à 12 m/m; pour petites machines de 4 à 5 m/m.

Ces données, vitesse et largeur du copeau, peuvent être augmentées d'environ 20% si les outils sont en acier extra dur spécial.

Raboteuses à outils fixe. — Cette machine (fig 267) se compose essentiellement d'un bâti fixe B duquel est solidaire la tête D de la machine.

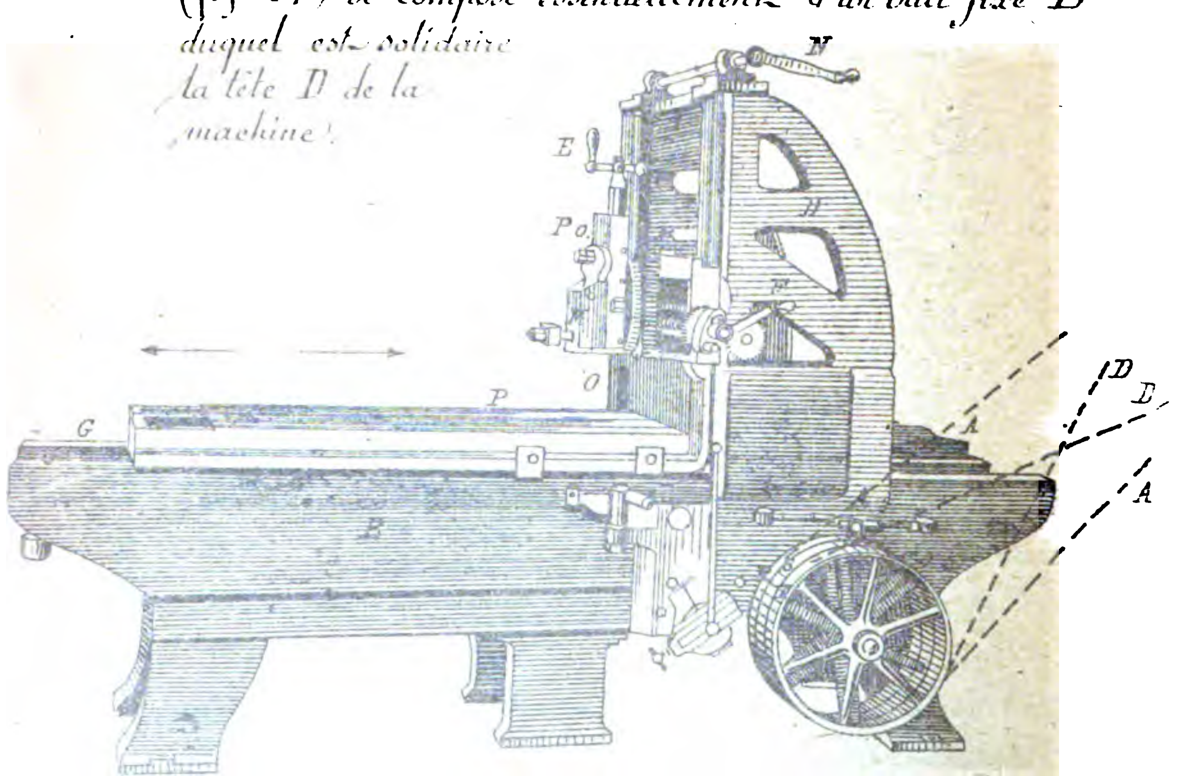


Fig. 267

Sur la glissière G peut coulisser alternativement suivant la direction des flèches, le chariot porte-pièce P.

Le mouvement rectiligne alternatif est communiqué au chariot par un dispositif d'engrenages et crémaillère qui reçoit la force motrice alternativement par une courroie droite A et une courroie croisée D; chacune de ces courroies, qui, au repos, sont sur les poulies folles R et T, actionne alternativement la poulie motrice S.

La manœuvre des déplacements de ces courroies est automatique. La course de retour du plateau P se fait plus rapidement que la course de travail, le tambour de commande de la courroie D ayant un diamètre plus grand que celui du tambour de commande de la courroie A.

Le porte-outil PO peut être manœuvré de bas en haut et vice versa, soit par la manivelle N, soit par la manivelle E pour assurer la position, dans le plan vertical, de l'outil par rapport à la pièce.

Le porte-outil est constitué de telle sorte que l'outil puisse osciller autour de l'axe M pendant la course de retour de la pièce, de façon à ce qu'il ne frotte pas avec effort sur cette dernière.

Les déplacements latéraux du porte outil sont commandés par la manœuvre de la manivelle F; ces déplacements peuvent être automatiques.

La raboteuse (fig. 268) est commandée par courroie unique avec cône de changement de vitesse R.

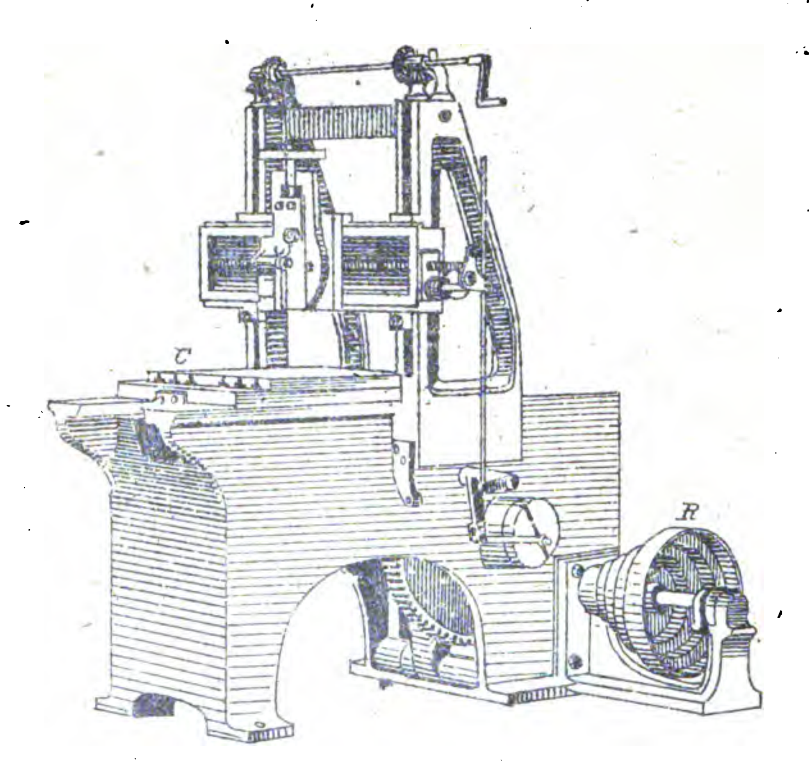


Fig. 268.

Le plateau C a son mouvement alternatif commandé par le dispositif bielle et double manivelle permettant le retour rapide du plateau.

Les raboteuses se font pour des courses de plateau variant de 0,300 à 10 mètres.

Raboteuses à outils mobiles. – Machines à chanfreiner. – Ces raboteuses sont essentiellement constituées par un bâti fixe B (fig. 269) sur lequel est fixée la pièce à travailler. Un chariot porte-outil PO est animé d'un mouvement rectiligne alternatif suivant les flèches. La force motrice est transmise par deux courroies, l'une droite et l'autre croisée, les diamètres des tambours de commande de ces courroies sont établis

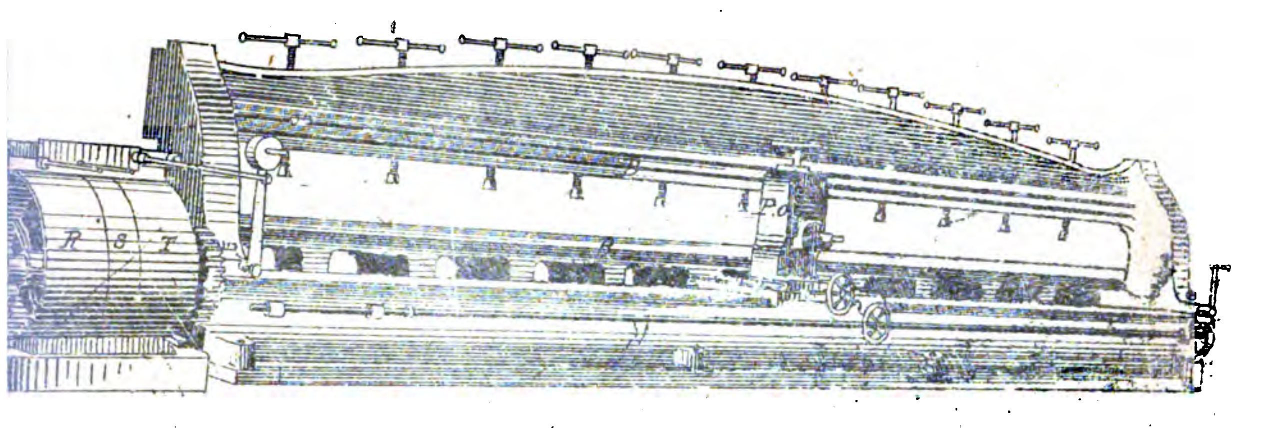


Fig. 269

pour permettre le retour rapide du chariot porte-outil.

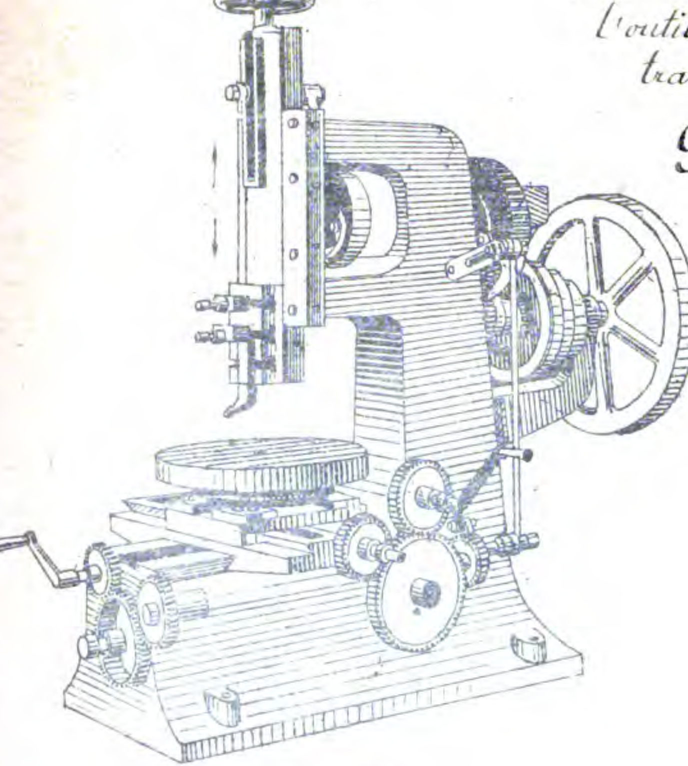
— **Étaux-limeurs.** — Les étaux-limeurs sont des raboteuses à outils mobiles, on les utilise pour le travail des pièces de petites et moyennes dimensions. Les étaux-limeurs (fig. 270) sont essentiellement constitués par un bâti fixe B

Fig. 270

comportant les glissières G sur lesquelles coulisse le chariot C du porte-outil PO.

La pièce à travailler est fixée sur le support M dont les positions peuvent être variées suivant deux axes rectangulaires et souvent le plateau porte-pièce peut tourner autour d'un axe perpendiculaire au plan des glissières G.

Le chariot C du porte-outil PO est animé d'un mouvement rectiligne alternatif qui lui est communiqué par un système de double manivelle sur bielle unique E, ce dispositif permettant de réaliser le retour rapide de l'outil après la course de travail.


Fig. 271

Mortaiseuses.

Les mortaiseuses (fig. 271) sont des machines à raboter à outil mobile dans lesquelles l'outil se déplace verticalement de haut en bas et vice versa suivant les flèches. Le mouvement de l'outil est à retour rapide par

manivelle double et bielle comme dans les étaux-limeurs.

La transmission de la force-motrice se fait par courroie unique et cône de vitesse.

Raboteuses à outils tournants. - Les raboteuses à outils tournants (fig. 272) sont essentiellement constituées comme les précédentes raboteuses

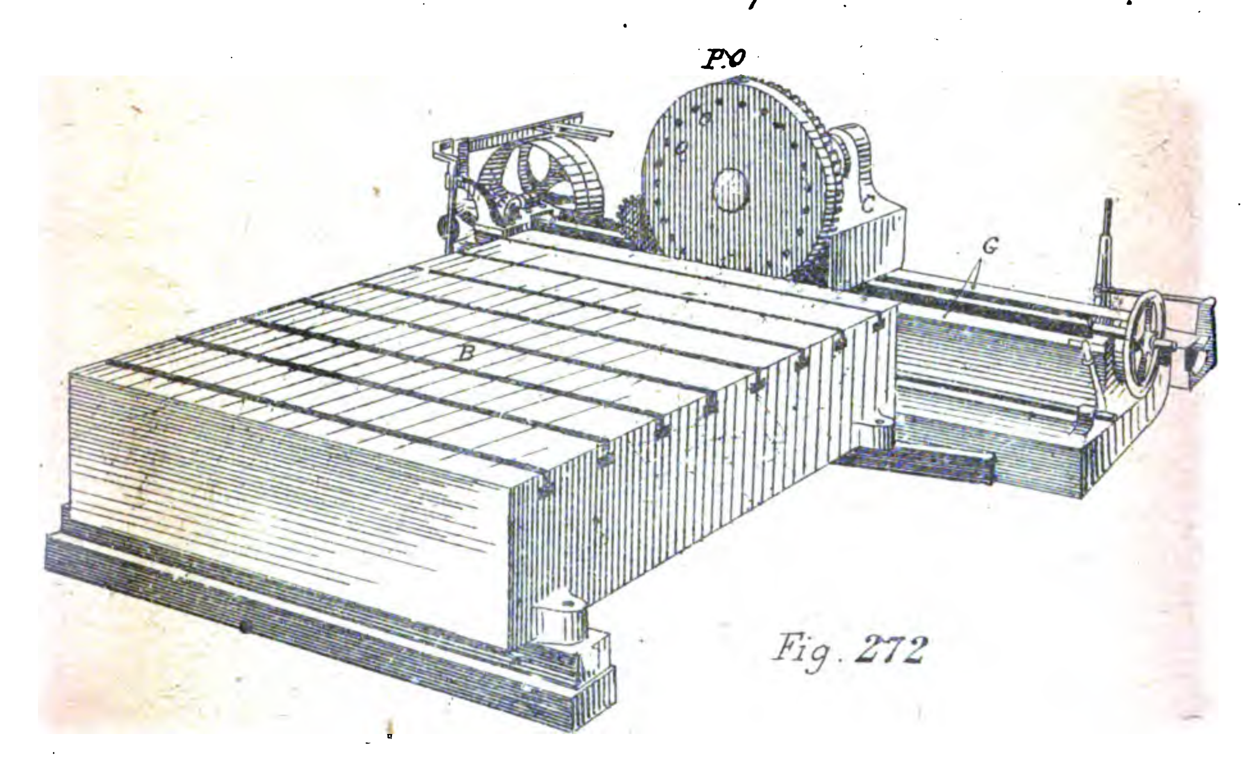


Fig. 272

à outils mobiles par un bâti fixe B duquel sont solidaires les glissières G sur lesquelles coulisse le chariot C comportant le porte-outil P O. Ce dernier est constitué par un plateau animé d'un mouvement

de rotation continu, les outils sont fixés dans des logements O ménagés à cet effet dans le plateau. La commande de cette machine se fait par courroie unique.

180. — <u>Machines à percer</u>. — Les machines à percer sont destinées à creuser les matières dures à l'aide d'un outil nommé <u>foret</u> ou <u>mèche</u>, animé d'un mouvement de rotation continue.

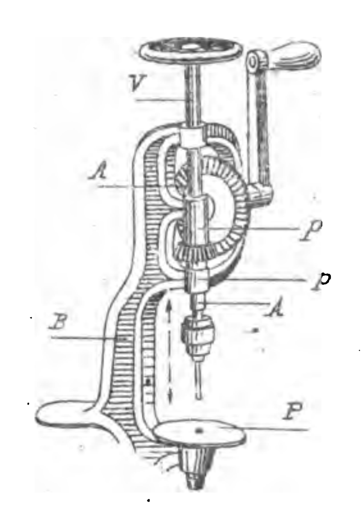


Fig. 273

Une machine à percer est essentiellement constituée par un bâti B (fig. 273) comportant un plateau P destiné à supporter la pièce à percer. Un arbre A est guidé dans des paliers p solidaires du bâti.

Cet arbre A est animé d'un mouvement de rotation continu, la force motrice lui étant transmise généralement par renvoi d'engrenages coniques.

L'arbre A peut se déplacer longitudinalement suivant les flèches par la manœuvre de la vis V.

L'outil (foret) est solidaire de l'extrémité inférieure de l'arbre A et tourne avec lui.

L'outil est généralement constitué par une tige d'acier (fig. 274) dont l'extrémité est taillée

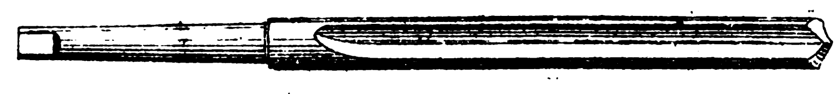


Fig. 274

de façon à présenter sur la surface sur laquelle elle est appuyée un tranchant formant avec cette surface un angle déterminé appelé angle de coupe. Les mèches peuvent être à langue d'aspic, à cannelure droite (fig. 267), hélicoïdes (fig. 275).

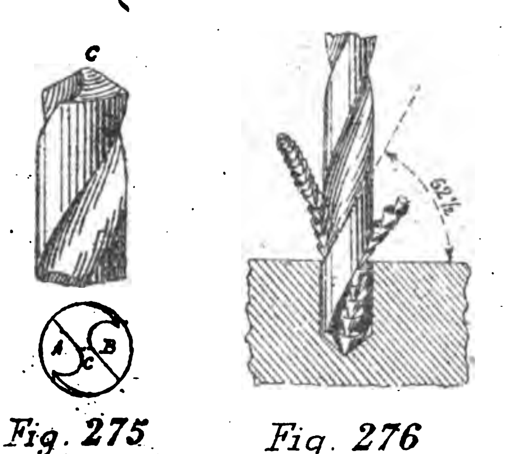


Fig. 275 Fig. 276

La figure 276 montre le travail d'une mèche hélicoïde perçant un métal, tel que le fer.

Les machines à percer peuvent être à (a) tête fixe (b) tête mobile.

(a) Machines à percer à tête fixe. —

Constituées essentiellement comme celle décrite précédemment (fig. 273), elles comportent de nombreux dispositifs permettant la manœuvre du plateau porte-pièce, la descente automatique ou à la main de la mèche.

La vitesse de rotation de l'arbre est généralement

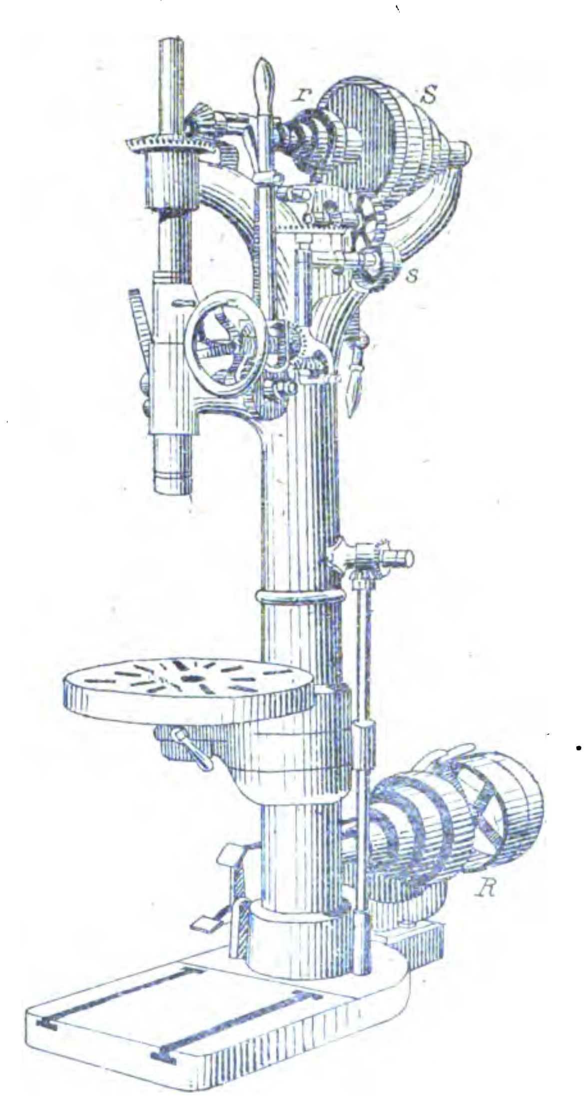


Fig. 277

réglée par un jeu de poulies étagées telles que RS (fig. 277).

Il en est de même pour la vitesse d'avancement dont le réglage est opéré à l'aide des poulies étagées r.s.

Actuellement on construit des machines à percer dont les variations de vitesse sont obtenues à l'aide de trains d'engrenages.

Les machines à percer à porte-forets multiples (fig. 278) sont construites dans le but de percer simultanément plusieurs trous dans une même pièce.

Généralement l'avancement du foret est dû au mouvement de montée de la pièce fixée sur le plateau.

Le mouvement de montée est, sur la figure commandé par le renvoi RR'.

L'écartement des forets est généralement variable à volonté

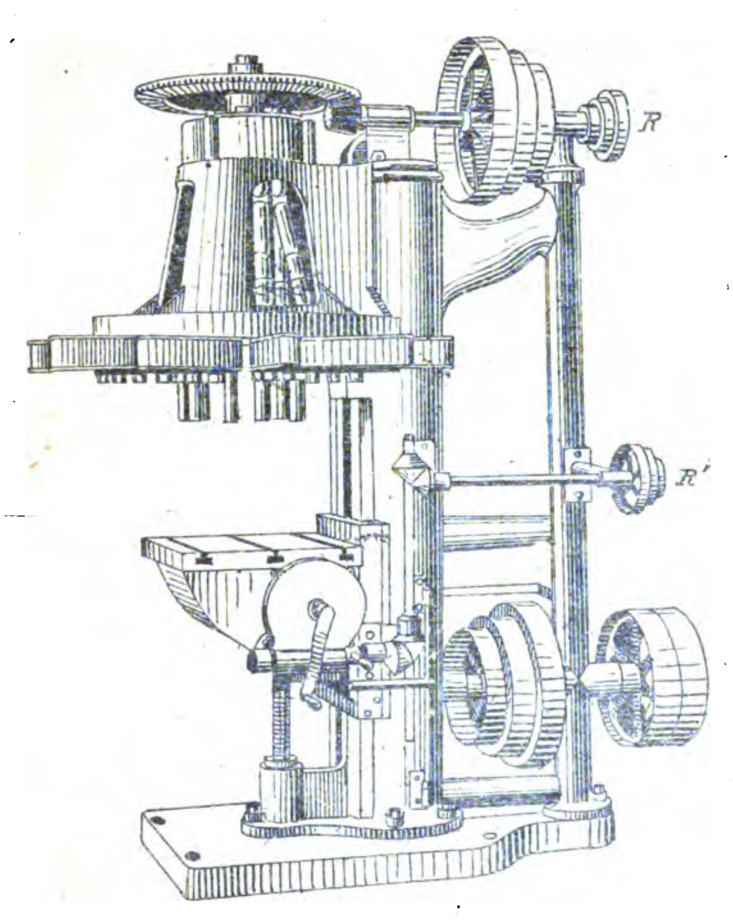


Fig. 278

(6) Machines à tête mobile.

Les machines à percer à tête mobile ou machines à percer radiales (fig. 279) sont essentiellement constituées comme les précédentes, mais les coussinets de l'arbre porte-mèche sont solidaires d'un chariot K pouvant se déplacer le long d'un bras L mobile autour du socle B formant pivot.

On conçoit facilement que la combinaison des déplacements rectiligne (suivant les flèches), et circulaire autour de B, que l'on peut faire effectuer au foret permettent de placer celui-ci à l'aplomb du point à travailler de la pièce supposée fixe.

La machine représentée est commandée par poulie

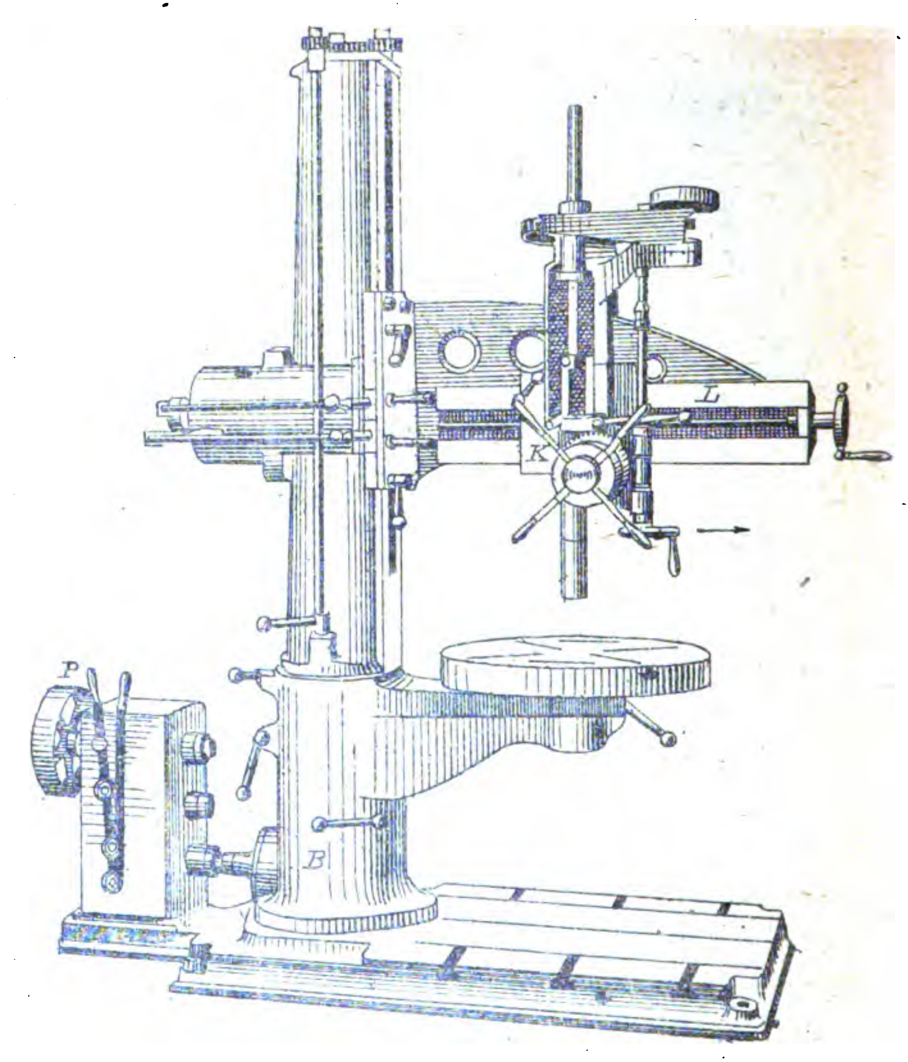


Fig. 279

unique P et changement de vitesse par engrenage.

181. Machines à fraiser.

181. — **Machines à fraiser.** — Les machines à fraiser sont des machines à raboter à outil tournant destinées

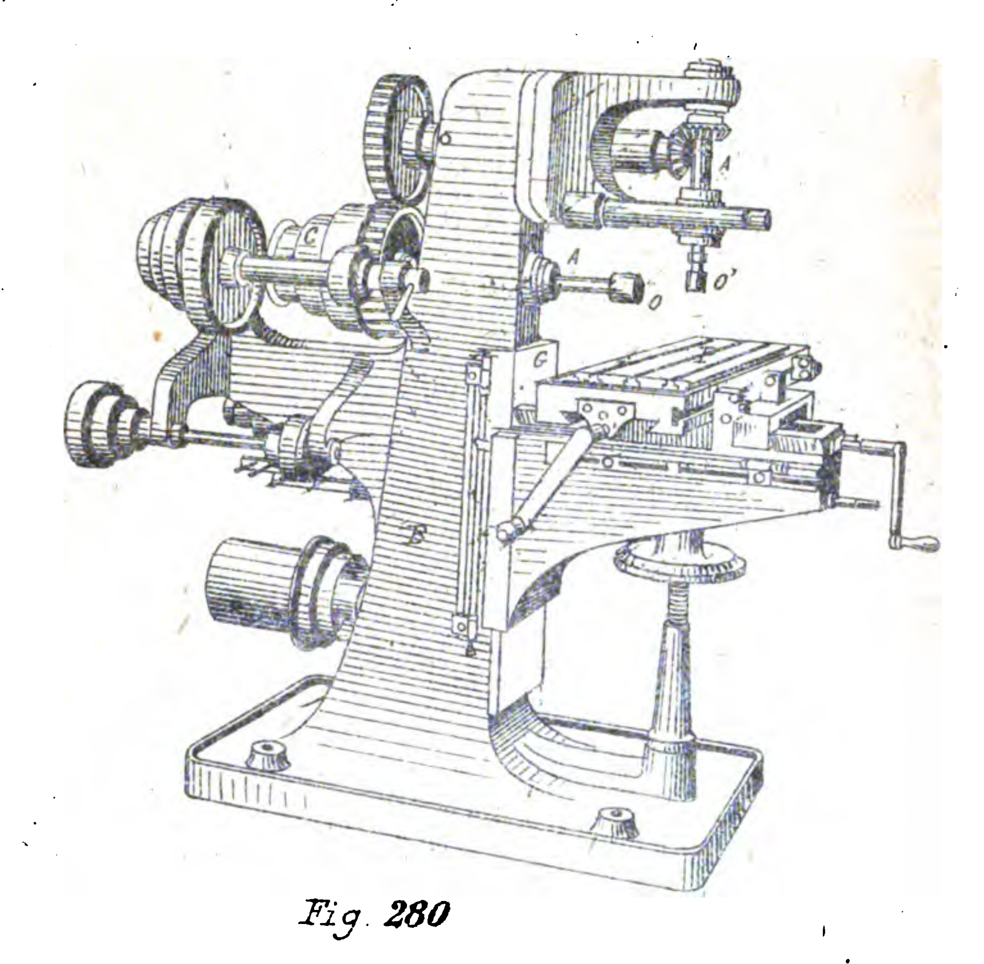


Fig. 280

tinées à travailler les pièces de petites et moyennes dimensions, l'outil étant fixe par rapport au bâti de la machine; la pièce à travailler se déplaçant sous l'outil.

Une machine à fraiser (fig. 280) est essentiellement composée d'un bâti fixe B supportant les coussinets de l'arbre tournant porte fraise A ou A'.

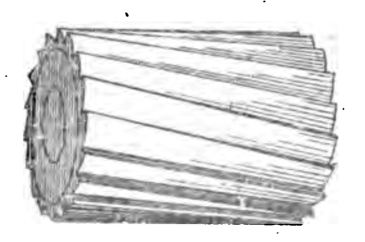
suivant que la machine est dite horizontale ou verticale.

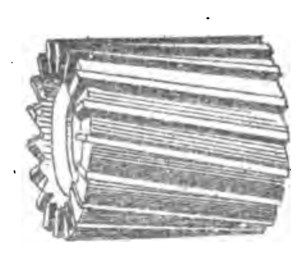
(Une machine à fraiser est dite universelle, lorsque la table porte-pièce peut prendre toutes les positions).

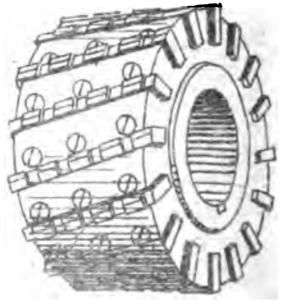
La force motrice est transmise à l'arbre par le cône de vitesse C actionnant directement ou indirectement l'arbre porte-fraise.

Le bâti B comporte des glissières G permettant au plateau P porte-pièce de se déplacer verticalement. Le plateau porte-pièce est disposé de telle sorte que les déplacements de la pièce dans tous les plans puissent se faire automatiquement.

Les fraises sont les outils utilisés pour le fraisage. Elles sont constituées par un bloc d'acier portant


Fig. 281


F. 282


Fig. 283


F. 284

des rainures telles que chacune d'elles corresponde à une arête de coupe.

Les fraises (fig. 281 à 284) sont destinées à travailler des surfaces, leur axe étant horizontal (fig. 281 à 284) ou leur axe étant vertical (fig. 281 excepté).

Les dents des fraises peuvent être rapportées comme figures 283 et 284.

Les fraises peuvent affecter les formes les plus diverses leur permettant d'effectuer les travaux les plus difficiles.

Fig. 285

La figure 285 représente une fraise destinée à tailler les fraises hélicoïdales à percer.

La plupart des machines à tailler les engrenages, les roues de vis sans fin, les vis sans fin, etc...., sont des machines à fraiser spécialement agencées.

Ces machines ont un rendement élevé, elles sont universellement employées.

182. – Tours. — Les tours sont des machines à raboter à outil fixe, la pièce à usiner étant animée d'un mouvement de rotation continu, au lieu d'un mouvement rectiligne alternatif.

On distingue les tours horizontaux et les tours verticaux.

Tours horizontaux.

— Un tour est essentiellement composé d'un bâti ou banc B (fig. 286) d'une poupée fixe P.F., d'un chariot porte-outil C; dans la majorité des cas, il est adjoint une poupée mobile P.M.

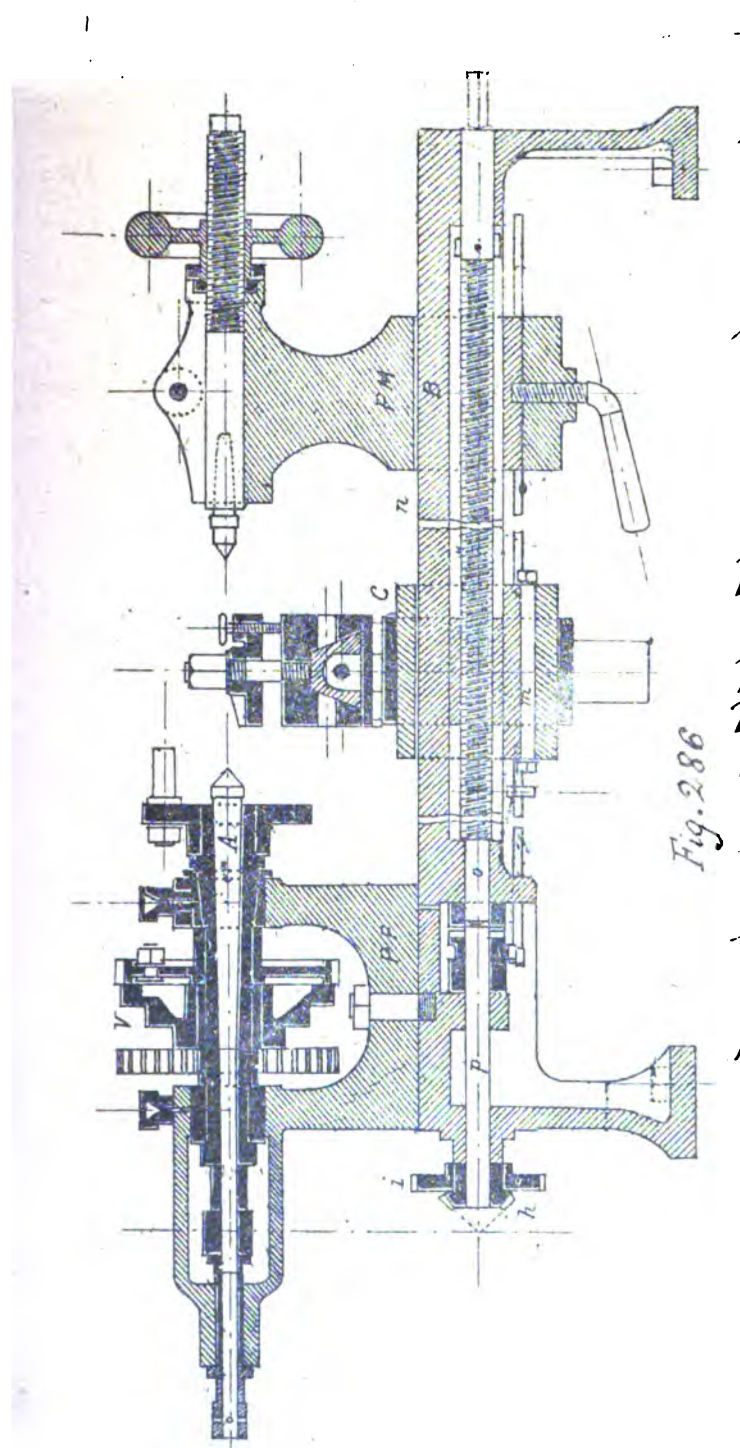


Fig. 286

La pièce à usiner est rendue solidaire de l'arbre A et tourne avec lui. L'arbre A reçoit son mouvement de rotation par une courroie agissant sur le cône de vitesse V dont il est solidaire.

L'outil, analogue à celui des outils de raboteuses, est fixé sur le porte-outil solidaire du chariot C. (L'outil est parfois tenu à la main pour la fabrication des petites pièces).

Le porte-outil peut être animé de deux mouvements rectangulaires, un mouvement de translation de direction parallèle à l'axe de l'arbre A, et l'autre de direction perpendiculaire à ce même axe.

Le mouvement automatique du chariot C dans une direction parallèle à l'axe de l'arbre A a fait que les

tours qui sont munis de ce dispositif sont dénommés tours parallèles.

La figure 287 représente un tour parallèle dont le chariot C est mû par la vis mère V.

Le rapport des vitesses de rotation de l'arbre A et de la vis-mère V peut être varié à volonté à l'aide des trains d'engrenages tels que E, E', etc... les axes des engrenages cavaliers tels que E' peuvent se déplacer sur la tête de cheval T qui peut tourner autour de l'axe de V.

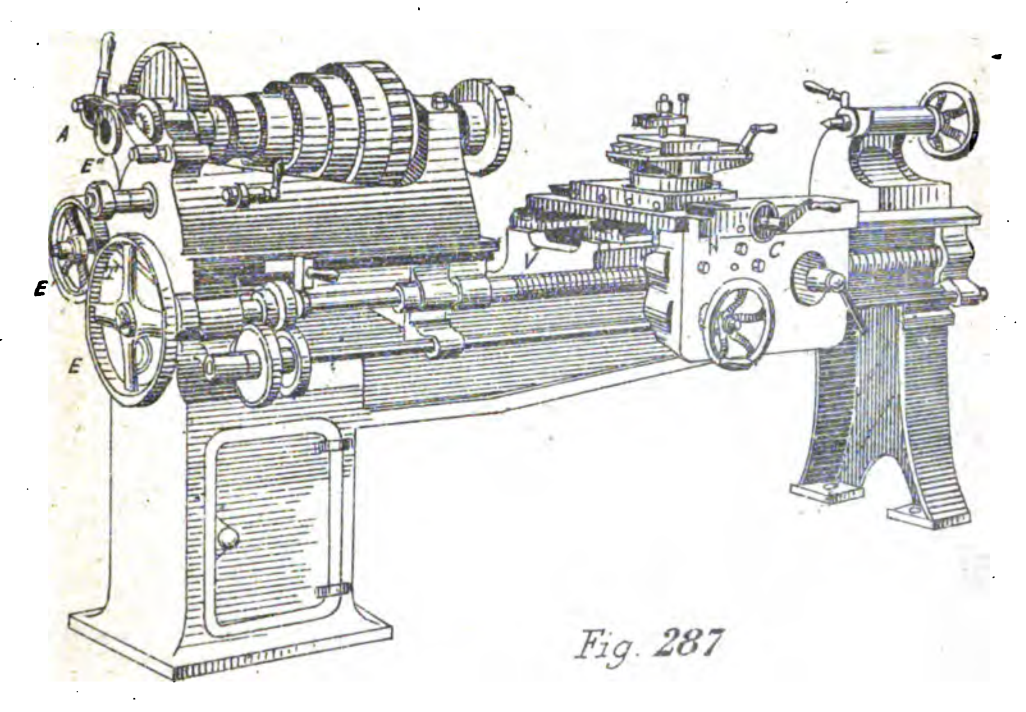


Fig. 287

La combinaison de la vitesse d'avancement du chariot et de la vitesse de rotation de la pièce à tourner permet d'exécuter des vis ou des écrous de tous pas.

Les tours servent à exécuter les travaux les plus divers, ils comportent des dispositifs spéciaux tels que des chariots porte-outils multiples dits à révolver (fig. 288) d'où leur nom de tours à révolver. Le chariot porte-outil se nomme alors tourelle à révolver, son fonctionnement est semi-automatique dans les tours (révolver ordinaire).

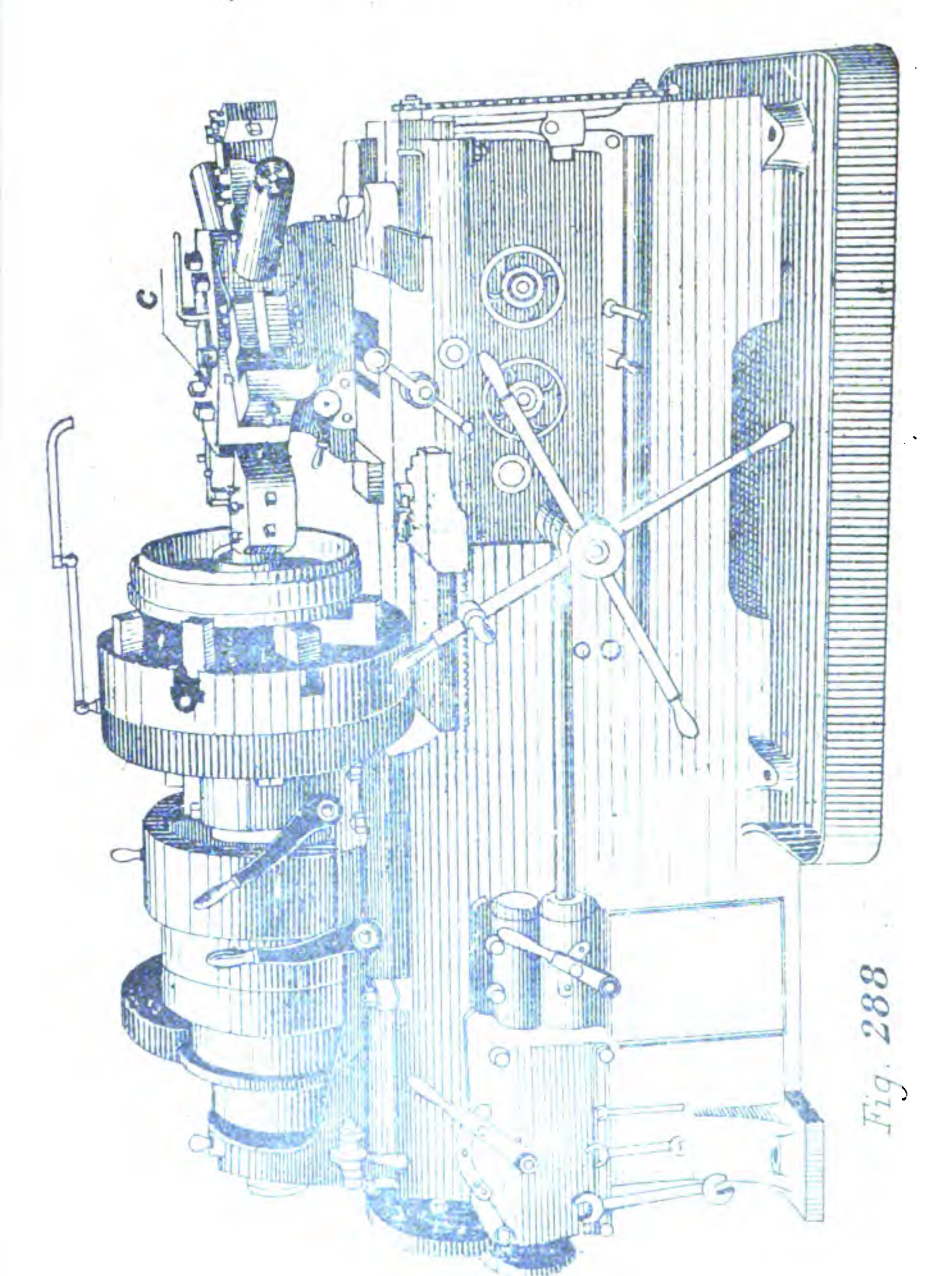


Fig. 288

Les tours-révolvers servent à la fabrication de pièces de grande série comportant un travail de tour, pouvant être fait par opérations successives multiples.

La vitesse moyenne de la pièce à tourner est, par seconde : pour l'acier 50 m/m., la fonte tendre 80 m/m., le fer forgé 110 m/m., le laiton ou le bronze 150 m/m., le cuivre et l'aluminium 500 m/m.

La vitesse d'avancement du chariot peut varier de 2 m/m.5 à 0 m/m.5, suivant la nature de l'acier dont est fait l'outil.

Tours verticaux. — Les tours verticaux (fig. 289) sont composés comme les tours horizontaux mais l'axe de l'arbre du tour est vertical et le plateau P porte-pièce solidaire de cet arbre est horizontal. Le chariot porte-outil C peut se déplacer suivant une direction perpendiculaire à l'axe de l'arbre moteur.

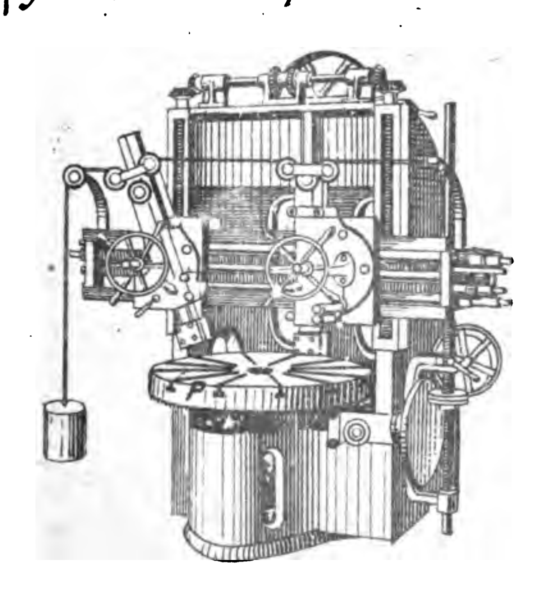


Fig. 289

Les chariots C peuvent être multiples pour permettre le travail simultané

de plusieurs outils. Les tours verticaux ne se font que comme machine de grande puissance.

183. — **Meules.** — Les meules employées pour le travail des métaux sont des corps solides, généralement cylindriques, en grès ou artificiels, de dimensions et de dureté diverses et animés d'un mouvement de rotation continu.

Meules en grès. — Les meules en grès les plus répandues sont celles employées pour affuter les outils. Elles sont constituées par un disque cylindrique en grès scellé, généralement au soufre sur un arbre tourillonnant dans des paliers solidaires du bâti de la machine.

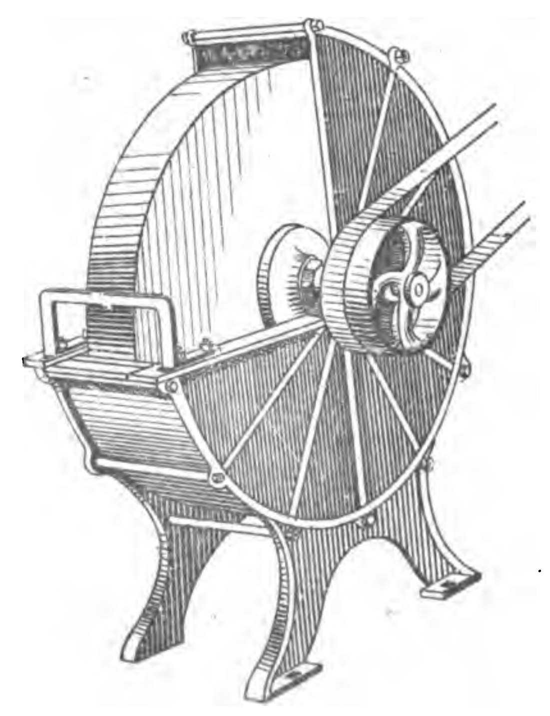


Fig. 290

La vitesse circonférencielle moyenne est d'environ 5 mètres.

Le coefficient de frottement des meules en grès, à gros grains, mouillées, sur l'acier est environ

$$f = 0,3$$

Le coefficient de frottement des meules en grès à grain fin est de $\rho = 0{,}9$ environ.

Le diamètre de ces meules n'excède pas 1m,200, elles sont mues par le moteur ou à la main.

Les meules en grès sont employées pour l'ébarbage et le dégrossissage de certaines pièces, leur diamètre peut alors atteindre 2m,500 et même 3 mètres, leur vitesse périphérique ne doit jamais excéder 12 mètres à la seconde.

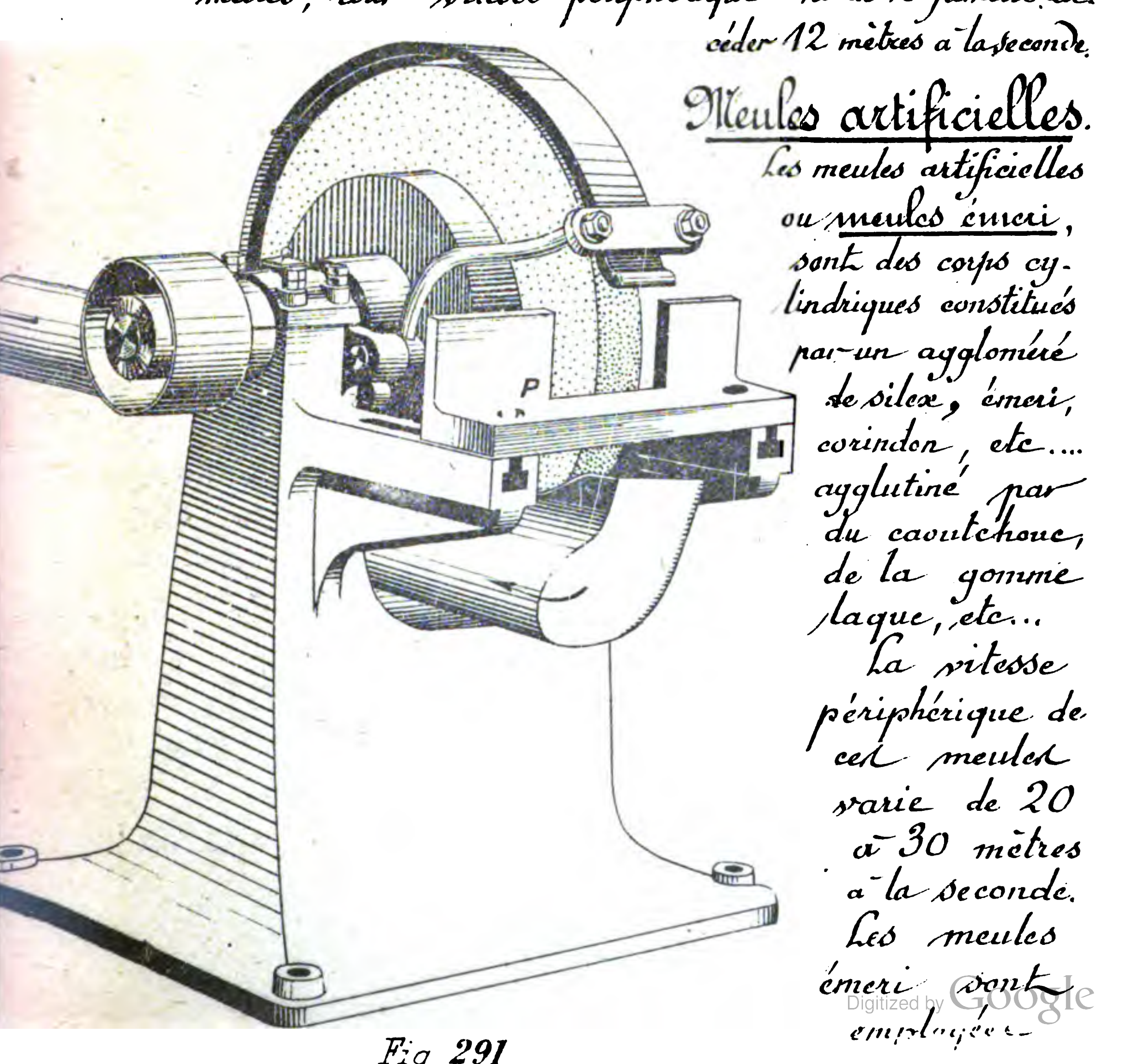


Fig 291

Meules artificielles.

Les meules artificielles ou meules émeri, sont des corps cylindriques constitués par un aggloméré de silex, émeri, corindon, etc.... agglutiné par du caoutchouc, de la gomme laque, etc...

La vitesse périphérique de ces meules varie de 20 à 30 mètres à la seconde.

Les meules émeri sont employées

universellement, soit comme machines à ébarber ou à dégrossir, soit comme machines à affuter les outils, soit comme outil pour le finissage des pièces demandant un haut degré de précision.

Meules à ébarber ou à dégrossir. — Elles sont surtout utilisées dans les fonderies, les forges, les ateliers de chaudronnerie, etc...

Leur bâti (fig. 291) comporte fréquemment un plateau P pour supporter la pièce à travailler.

Meules à affuter. — Les meules servant à l'affutage des outils sont généralement utilisées sur des machines spécialement disposées pour le travail à effectuer. La figure 292 représente une machine à affuter les forets hélicoïdaux. Les meules suivant l'usage.

Fig. 292

auquel elles sont destinées, peuvent affecter les profils les plus divers. Les figures 293 à 298 représentent les

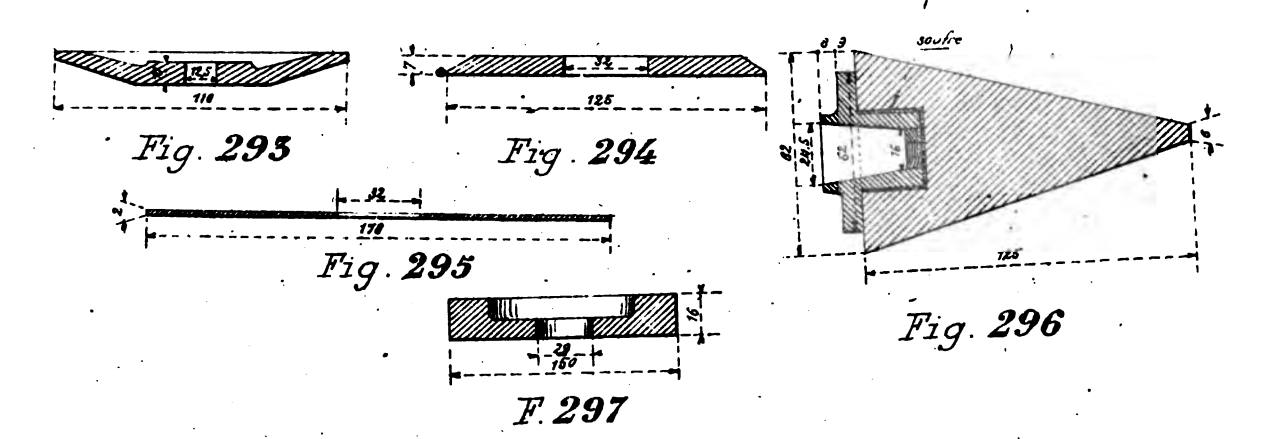
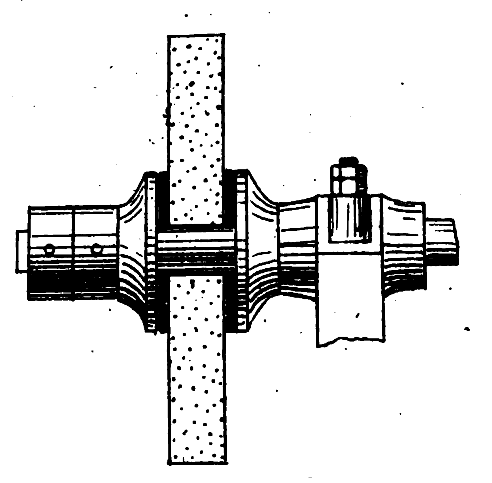


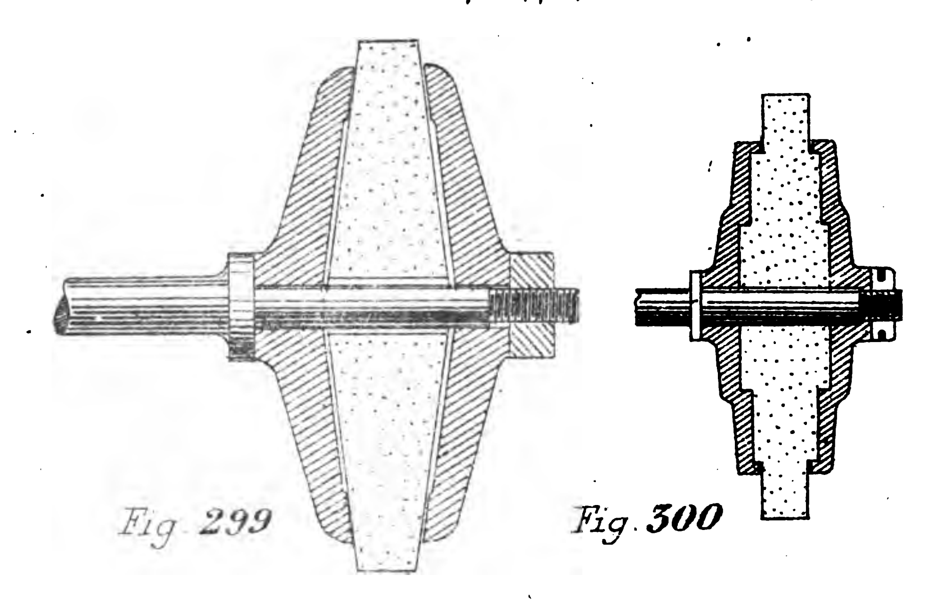
Fig. 293 Fig. 294 Fig. 295 Fig. 296 F. 297

coupes de quelques types de meules à affuter d'un usage fréquent.

Le montage le plus employé pour les meules artificielles sur leur axe est représenté fig. 298. La meule est serrée entre deux plateaux solidaires de l'arbre avec interposition d'une matière élastique.


Fig. 298

La surface des plateaux solidaires de l'arbre peut être conique comme figure 299 ou comporter des embrèvements (fig. 300).



<u>Meules à rectifier</u>. — Les meules à rectifier les surfaces cylindriques ou planes sont très employées. Elles sont utilisées sur des machines spéciales dites machines à rectifier pour travailler à sec ou à l'eau suivant leur nature et le travail à exécuter.

Les machines à rectifier les surfaces cylindriques, les cônes, les machines à rectifier les alésages, les machines à rectifier universelles, etc.... sont très répandues.

De plus, l'on emploie souvent la meule comme outil de finissage en la substituant par des dispositifs spéciaux, aux outils des tours horizontaux ou verticaux, des machines à raboter à outil tournant, des fraiseuses, etc....

La figure 301 représente une machine à rectifier les arêtes des lames métalliques, elle est

Fig. 301

constituée par un bâti B sur lequel se trouve fixée la pièce à travailler à l'aide des presses V. La meule M est supportée par un chariot C pouvant se déplacer longitudinalement sur les glissières G solidaires du bâti. L'avancement de la meule est automatique.

Lapidaires. — Les lapidaires sont des meules de dimensions assez importantes, destinées à travailler sur le plat. Les meules lapidaires sont montées sur leur plateau d'entraînement suivant les procédés (fig. 302 et 303).

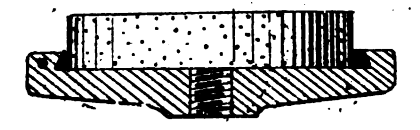


Fig. 302

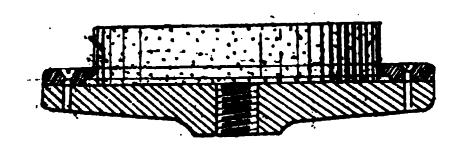


Fig. 303

On utilise des lapidaires à axe horizontal ou vertical. Les lapidaires à axe vertical sont les plus répandus.

La figure 304 représente un lapidaire à axe vertical. Les lapidaires sont principalement utilisés pour le dressage des surfaces et pour le polissage.

La figure 305 représente un lapidaire à axe

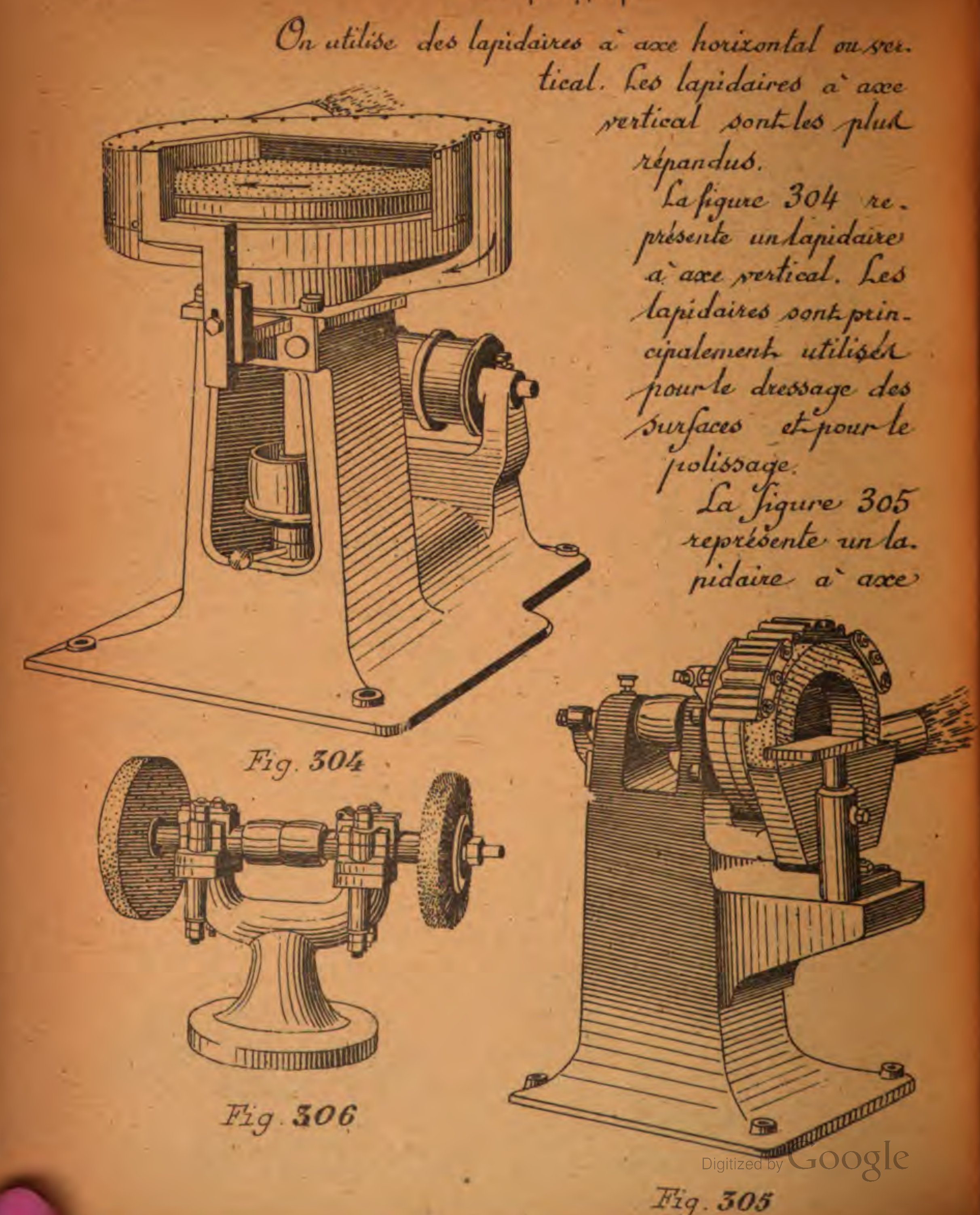


Fig. 304

Fig. 306

Fig. 305

horizontal spécialement destiné à l'ébarbage.

184. – Polissoirs. – Les polissoirs sont montés sur des machines destinées à polir les métaux bruts ou ouvrés. Ces machines sont essentiellement constituées par un bâti fixe supportant les paliers d'un arbre recevant de la transmission un rapide mouvement de rotation. Des disques ou des brosses cylindriques sont montées aux extrémités de l'arbre comme figure 306, les pièces à polir sont présentées au contact des disques polissoirs.

Les polissoirs sont en bois pour le polissage des métaux ayant déjà un certain degré de poli obtenu à la meule ou autrement.

Ils sont en bois recouvert de cuir, dit buffle, ils sont aussi constitués par un assemblage de disques en coton, en drap, en cuir, pour le polissage des métaux mous.

Ils sont constitués par des brosses B (fig. 306 et 307) en fils d'acier pour le décrassage des pièces de fonte, ou par des brosses en tampico, en soie de porc, etc ...., pour le polissage des métaux durs.

La vitesse circonférentielle des polissoirs est de 10 à 20 mètres à la seconde.

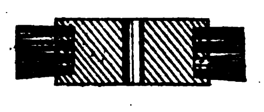


Fig. 307.

L'usage des polissoirs est très répandu dans toutes les industries : coutelleries, bijouteries, industries de nickelage, de la dorure sur métaux, etc. etc.

Machines à polir à courroie sans fin.

— Pour le polissage des pièces ne demandant pas un degré de poli élevé, on emploie les machines à courroie sans fin constituées fig. 308 et 309 par un bâti fixe dont sont solidaires les paliers d'un arbre recevant un rapide mouvement de rotation de la transmission, une poulie P est solidaire de l'arbre A. Une seconde poulie P' est folle sur son axe solidaire, par l'intermédiaire d'un dispositif spécial, du bâti de la machine. Une courroie sans fin C, en cuir, coton, etc.... s'enroule sur les poulies P et P', sa tension étant réglable et assurée par le dispositif support de P'.

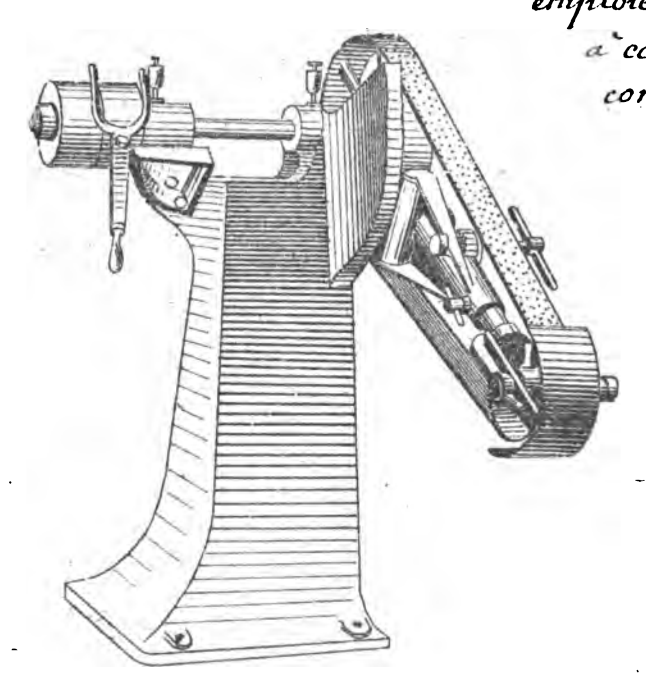


Fig. 308

La courroie C est enduite sur sa surface extérieure d'un produit à polir, émeri, corindon, etc,

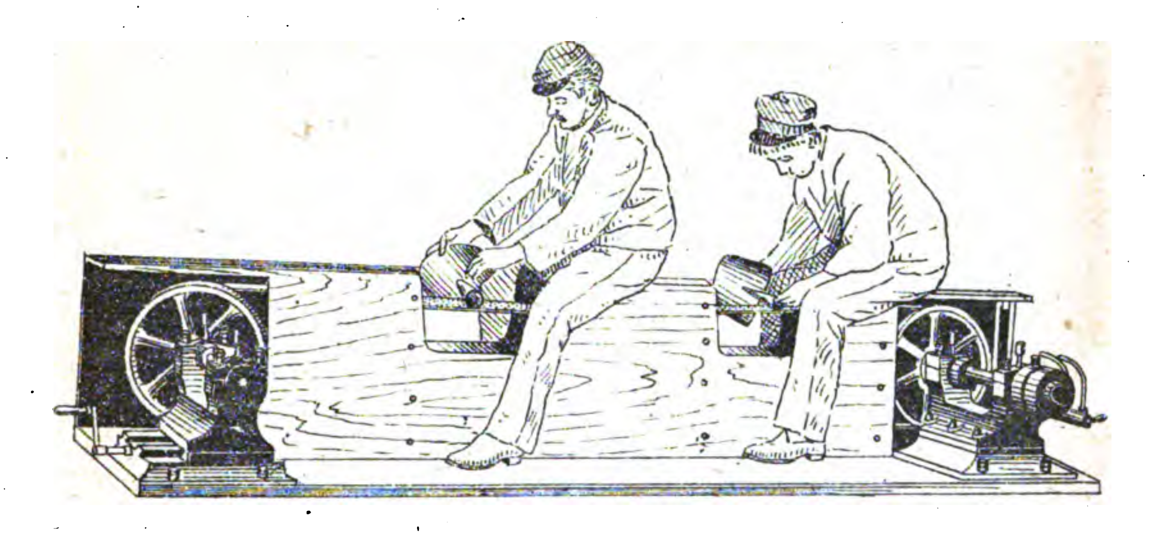


Fig. 309

incorporé par une colle spéciale. L'un des brins C, par exemple, sert au polissage. La figure 309 représente une machine à polir avec courroie sans fin destinée au polissage d'objets de moyenne importance.

§ II _ Principales machines pour le travail du bois.

185. _ Scies _ Les scies sont des machines dont l'outil est une lame ou un disque d'acier mince taillé le plus souvent à petites dents. Lorsque l'outil, ou scie, est une lame animée d'un mouvement rectiligne

alternatif, la scie est dite : (a) Scie alternative.

Lorsque la scie est une lame mince sans fin animée, devant la matière à travailler d'un mouvement rectiligne continu, la scie est dite : (b) Scie à ruban.

Lorsque la scie est un disque mince animé d'un mouvement de rotation continu, la scie est dite : (c) Scie circulaire.

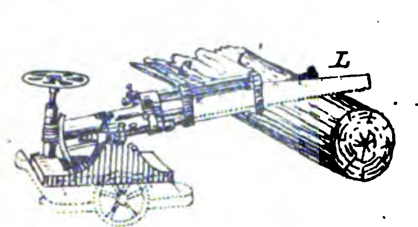


Fig. 310

(a). Scies alternatives.

Les scies alternatives (fig. 310 à 316) sont les plus anciennes ; on s'en sert pour débiter les bois (fig. 310 et 311) ou pour les travaux de découpage (fig. 315 et 316).

La scie alternative (fig. 310) est spécialement destinée au tronçonnage des bois ; elle est essentiellement constituée par la lame de scie L ; cette lame est rendue solidaire, par l'une de ses extrémités, de coulisseaux C et C' guidés sur des glissières solidaires du bâti de la machine.

Les coulisseaux C sont reliés à la bielle d'un moteur généralement à air comprimé solidaire de la machine.

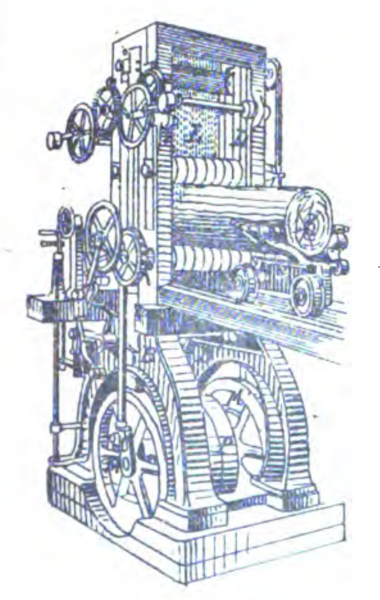


Fig. 311

La scie alternative (fig. 311) est une scie à lames multiples utilisée pour débiter les grumes en planches.

Les scies L L', etc...... sont montées parallèlement les unes aux autres sur

un cadre rigide pouvant coulisser sur des glissières solidaires du bâti. La force motrice est transmise par courroie à la poulie P actionnant les dispositifs symétriques bielle et manivelle MB et M'B'. les pieds des bielles B et B' étant articulées au cadre porte-scies.

Les scies alternatives à lame unique ou à lames multiples, comme celle figure 311 se font généralement avec dispositif d'avancement automatique des grumes à débiter.

La denture des lames des scies alternatives peut être de formes très différentes suivant la nature des bois à scier et le genre de travail à effectuer.

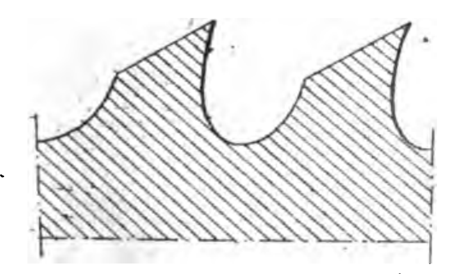


Fig. 312

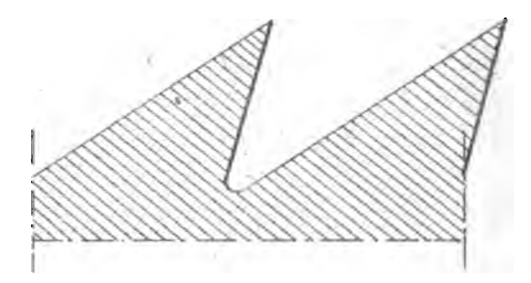


Fig. 313

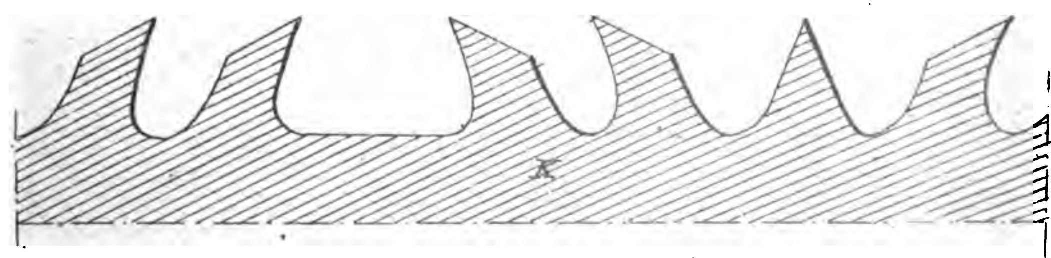


Fig. 314

Les figures 312 à 314 représentent les dentures les plus généralement usitées.

Pour les machines alternatives dont la lame doit travailler à l'aller et au retour, la denture est constituée par une série de dents d'inclinaison alternée (fig. 314).

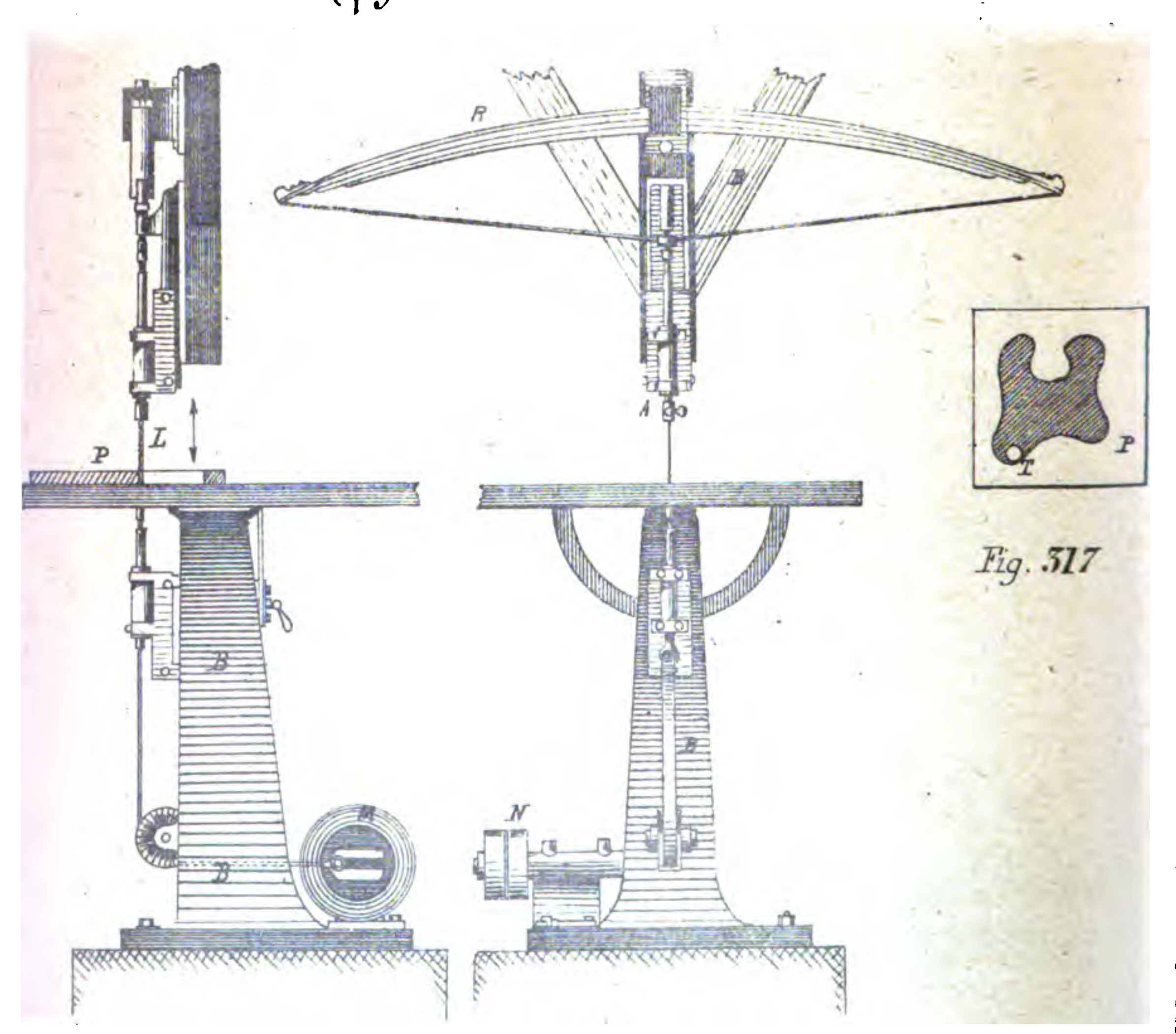


Fig. 315 Fig. 316

Pour permettre au talon K (fig. 314) de la lame de ne pas être serré entre les deux parties de la pièce à scier, l'on donne aux dents de la voie; cette opération consiste à coucher légèrement alternativement de part et d'autre de l'axe de la section du ruban, les dents de la scie. On donne de la voie aux dentures de toutes les scies, alternatives ou à ruban.

Les scies sauteuses sont utilisées pour le découpage de pièces telles que P (fig. 317) dont on désire enlever la partie hachurée, sans attaquer les bords. Par un trou T pratiqué à l'avance on introduit la scie I préalablement dégrafée de son attache A, la scie étant de nouveau agrafée, le travail peut être effectué.

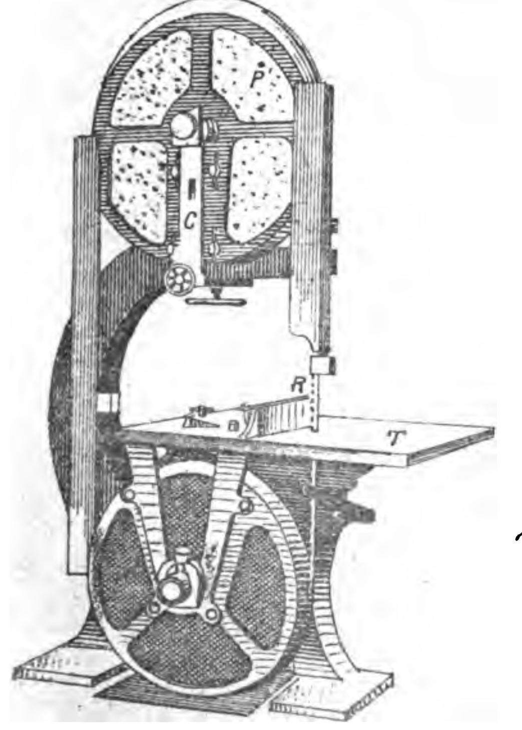


Fig. 318

(b) Scies à ruban.

Les scies à ruban (fig. 318) sont essentiellement constituées par un ruban d'acier sans fin R, ayant sur l'un de ses côtés une denture continue. Ce ruban s'enroule autour de la demi-circonférence de deux poulies P et P' (dont une P est motrice actionnée par la transmission. Le ruban droit a une tension suffisante pour que la scie commençant à fonctionner

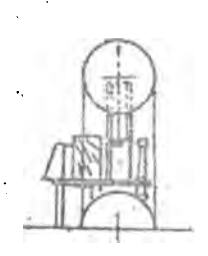
il ne puisse se plier dans sa longueur.

La poulie inférieure P est généralement motrice, les paliers, supports de son axe, sont fixés au bâti de la machine.

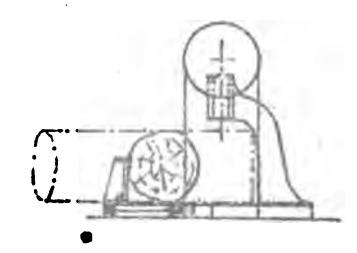
La poulie supérieure P' est mobile ses paliers sont solidaires d'un chariot C pouvant se déplacer, en coulissant sur les glissières du bâti, par rapport à l'axe de la poulie P pour s'en éloigner ou s'en rapprocher, pour permettre le montage des rubans et leur tension.

La pièce à travailler dans les scies à chantourner est supportée par une table T solidaire du bâti et pouvant être inclinée par rapport au ruban. Ces scies, généralement de faible puissance, servent à l'exécution de travaux divers.

Les scies à ruban utilisées pour le débit des grumes présentent de nombreux dispositifs permettant le déplacement automatique ou semi automatique des pièces à travailler. Les schémas (fig. 319 à 322) indiquent les principaux dispositifs employés.



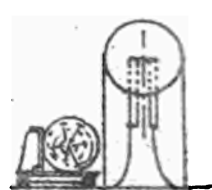
F. 319



F. 320



F. 321



F. 322

Les dentures les plus usitées sont celles représentées figures 323 à 325.

Fig. 323 Fig. 324 Fig. 325

Un ruban de scie est constitué par une lame d'acier mince dont on réunit les deux extrémités par une brasure au cuivre.

Les dentures peuvent être affutées ou rectifiées lorsque leurs arêtes sont émoussées.

On construit actuellement des rubans de scie à denture rapportée.

(c) Scies circulaires. — Les scies circulaires (fig. 326) sont essentiellement constituées par un bâti B fixe, duquel sont solidaires les paliers d'un

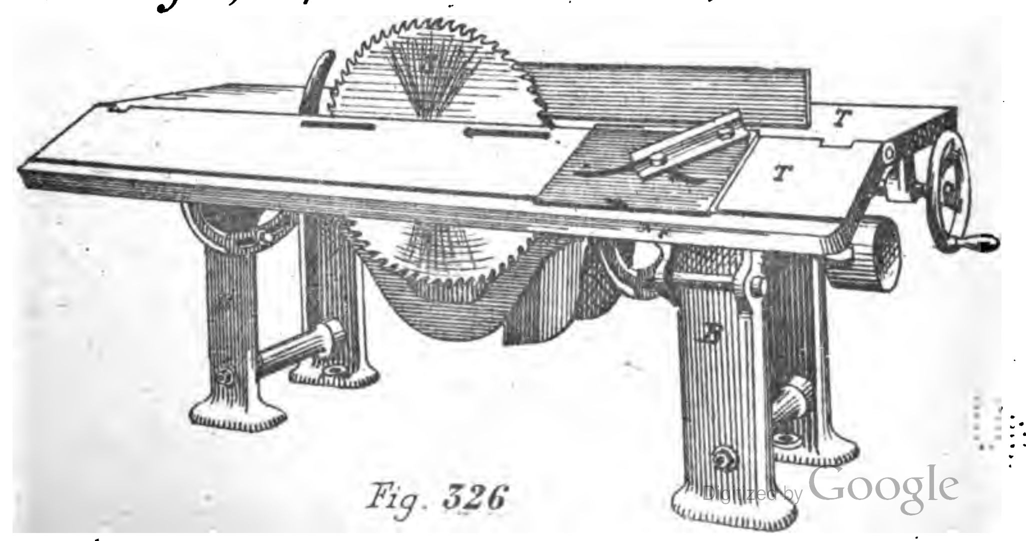


Fig. 326

arbre tel que A (fig. 327) comportant à l'une de ses extrémités la poulie P reliée à la transmission et à l'autre deux disques tels que a et b solidaires de l'arbre. Entre les disques a et b, l'outil ou scie S est serré, son entraînement étant assuré par un ergot,

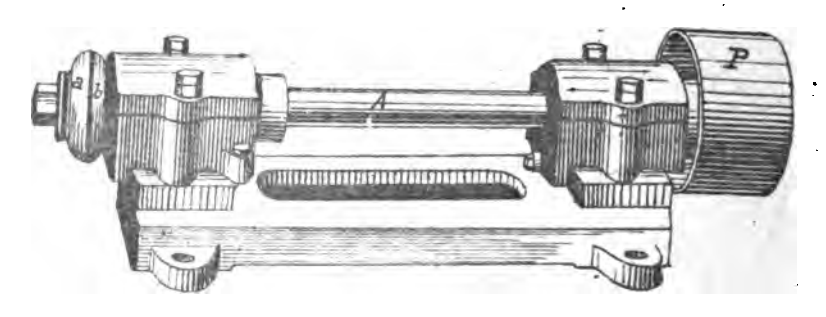


Fig. 327

de logement e (fig. 328), solidaire de l'arbre.

Une table T qui peut être fixe, mobile ou partiellement mobile par rapport au bâti, reçoit la pièce à travailler.

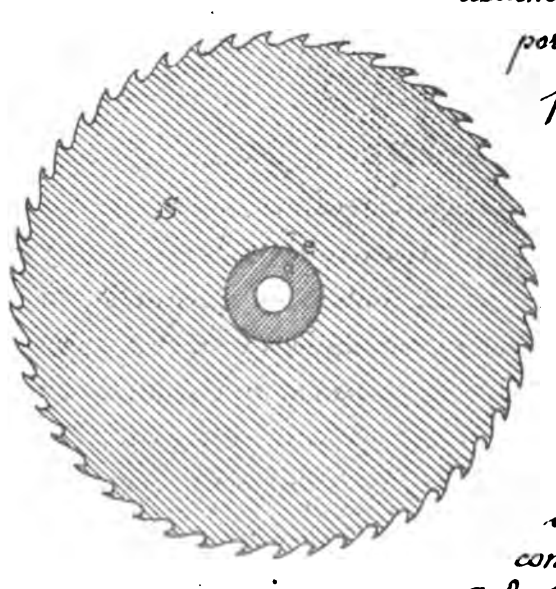


Fig. 328

Les scies circulaires peuvent être employées à l'exécution de tous travaux de traits rectilignes, débits de grumes, tronçonnages, rainures, etc.....

Les outils ou scies sont généralement constitués par un disque S (fig. 328) en acier mince,

la forme et la grandeur de la denture varie suivant la nature du bois et le genre de travail à effectuer.

Toutefois on emploie pour certains travaux spéciaux des scies de forme spéciale constituant de véritables fraises. La figure 329 représente une scie souvent utilisée dans la fabrication des tonneaux.

Les disques de scies peuvent être montés leur plan non perpendiculaire à l'arbre A (fig. 330 et 331), ce genre de montage est utilisé pour rainer les pièces de bois, parquets, etc.....

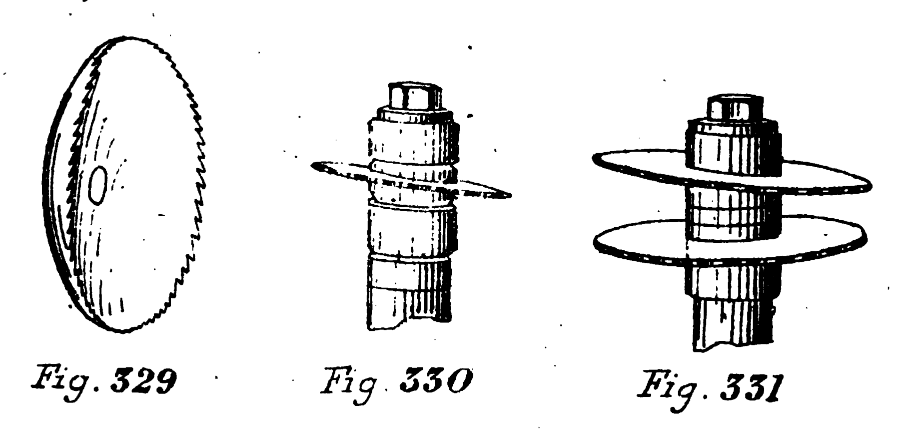


Fig. 329 Fig. 330 Fig. 331

La vitesse de rotation des arbres de scies circulaires peut être de 200 à 1400 tours par minute suivant les travaux à exécuter.

186. – **Raboteuses – Dégauchisseuses**. – Les raboteuses et dégauchisseuses sont essentiellement constituées par un bâti fixe B (fig. 332) dont sont solidaires les paliers tels que p de l'arbre A porte-outils.

Les outils (fers) (fig. 335) sont des lames d'acier comportant un biseau d'affûtage formant tranchant.

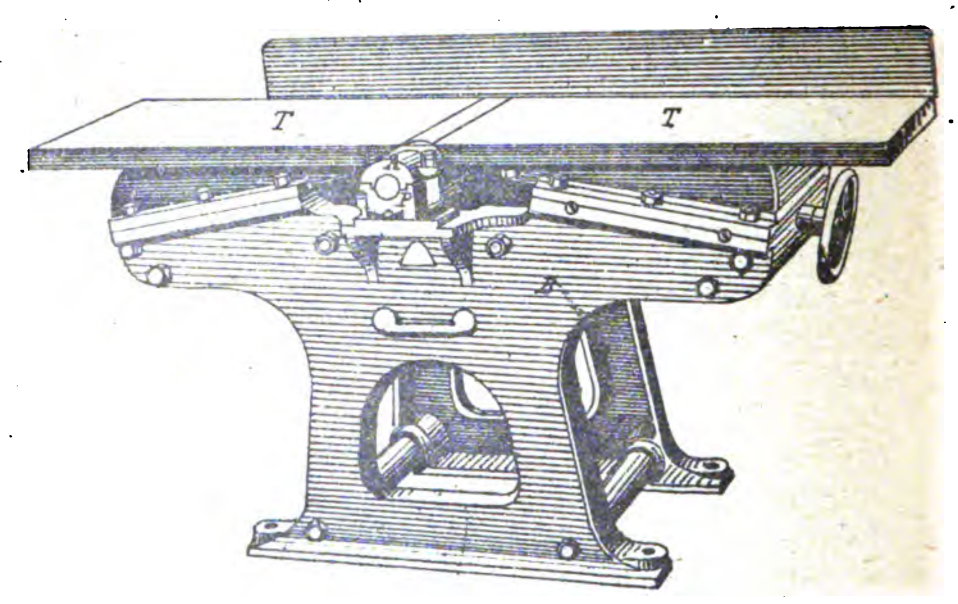


Fig. 332

Ces outils agissent comme les fers d'un rabot à main. Ils sont montés comme l'indique la fig. 333 et 334, le contrefer figure 336 agissant comme dans un rabot ordinaire.

La pièce à raboter glisse sur la table T dont le niveau, par rapport à la tangente de la circonférence décrite par le tranchant de l'outil, peut être varié par un dispositif approprié.

La figure 3[illegible] représente une dégauchisseuse, machine destinée au rabotage d'une seule face à la fois d'une pièce de bois, ces machines sont

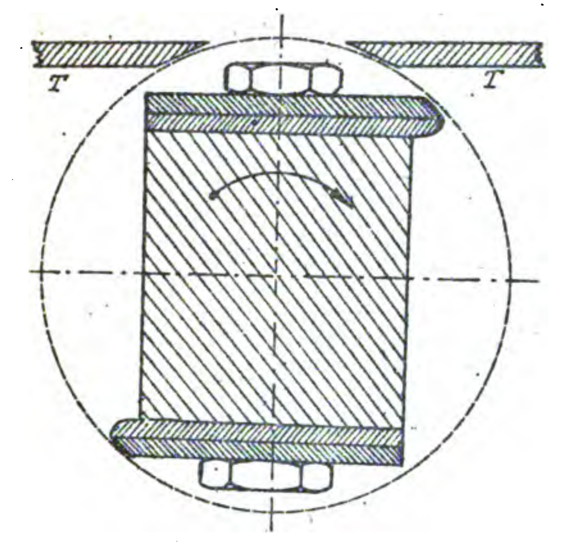


Fig. 333

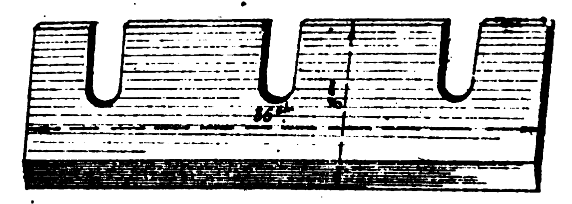


Fig. 335

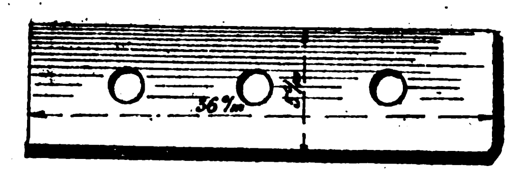


Fig. 336

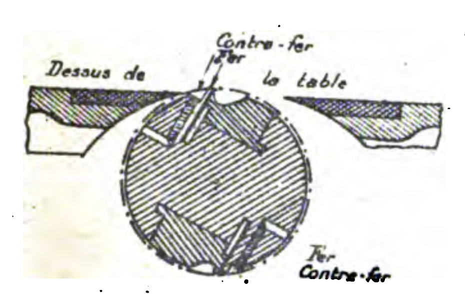


Fig. 334

généralement disposées pour que la pièce de bois soit menée à la main.

La figure 337 représente un type de raboteuse à amenage continu grâce à l'action de rouleaux entraîneurs tels que R.

Ces machines peuvent être disposées pour raboter les pièces de bois sur une, deux, trois ou quatre faces à la fois. La vitesse de rotation de l'arbre porte-outil peut varier de 500 à 1000 tours par minute suivant le travail à effectuer.

Certaines machines sont à table mobile, la pièce de bois à travailler étant griffée sur une table coulissant sur des glissières solidaires du bâti.

Fig. 337

Suivant les travaux à effectuer les fers des machines à raboter et des dégauchisseuses peuvent être de formes très variables; les figures 338 et 339 représentent la forme de fers utilisés sur des raboteuses servant à la fabrication des douves de tonneaux.

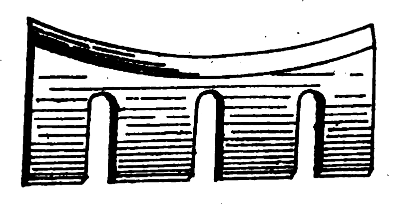


Fig. 338

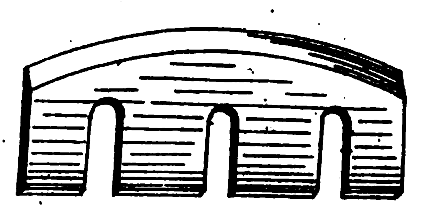


Fig. 339

187. — **Toupies.** — Les toupies sont des raboteuses à axe vertical et dont les outils ont généralement une beaucoup moins grande longueur de tranchant ; aussi ces outils sont-ils fixés d'une manière toute différente sur l'arbre porte-outil.

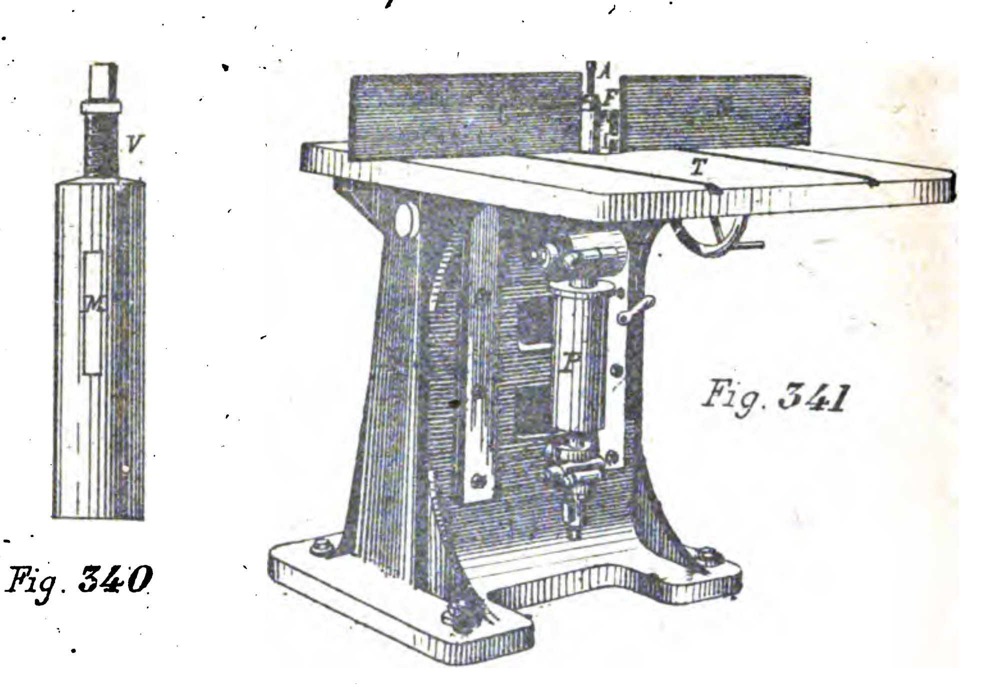


Fig. 340

Fig. 341

La toupie (fig. 341) est essentiellement constituée par un bâti fixe B dont sont solidaires les paliers de l'arbre A porte-outil, la poulie P solidaire de A reçoit la courroie de transmission.

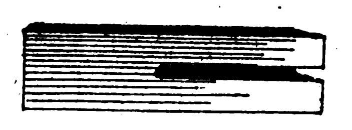


Fig. 342

La pièce à travailler est guidée sur la table T et le guide G. Le fer F (fig. 342) est monté à l'extrémité de l'arbre, en porte à faux,

il est introduit dans une mortaise M (fig. 340) et serré par la vis de pression V.

La vitesse de rotation de l'arbre des toupies est de 500 à 1200 tours par minute.

Pour certains travaux, l'outil est constitué par une véritable fraise de section convenable.

De nombreux dispositifs existent permettant d'exécuter des travaux spéciaux tels que : canelures sur colonnes, feuillures et moulures sur deux faces, avance automatique des pièces de bois, etc. etc....

Il existe quelques toupies à axe horizontal, l'outil étant fixe, comme pour les toupies à axe vertical, à l'extrémité en porte-à-faux de l'arbre porte-outil.

---

§ III. Principales machines employées dans l'industrie textile.

---

188. — Ouvreuses. Batteurs. — Les ouvreuses ou batteurs sont des machines servant à ouvrir la laine, le coton, la soie, etc...., c'est-à-dire à désagréger et à nettoyer des corps étrangers qu'elles contiennent les fibres agglomérées par la compression au moment de la mise en balle. Les matières textiles, après leur passage dans l'ouvreuse, ont des filaments mélangés intimement et sont étendues en nappes régulières.

Suivant le travail qu'ils doivent effectuer, les ouvreuses et batteurs se divisent en :

(a). Ouvreuse.
(b). Batteur étaleur et enrouleur ou éplucheur,
(c). Batteur quadrupleur et enrouleur.

(a). Ouvreuses. — L'ouvreuse (fig. 343), est essentiellement constituée par un dispositif d'amené de la matière textile à ouvrir, soit un tube pneumatique T, soit une toile sans fin, alimentant l'appareil à ouvrir constitué par un corps creux C dans lequel tourne un appareil A constitué soit par un tambour, soit par un arbre comportant une série de disques D, la surface intérieure de C et la surface extérieure

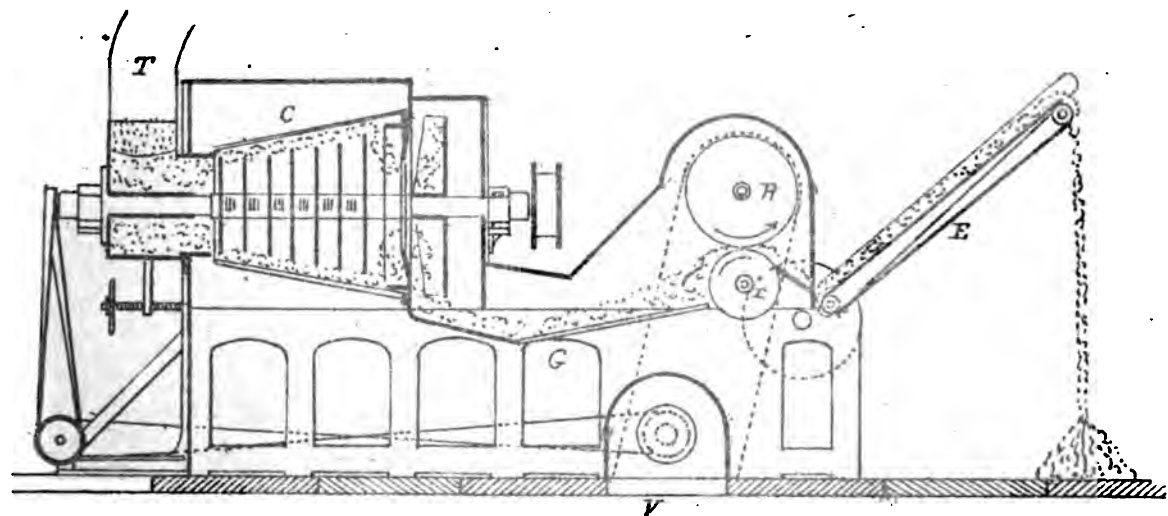


Fig. 343

du tambour ou des disques D sont garnies de dents émoussées. La matière à ouvrir est projetée par la force centrifuge entre les dents fixes de C et les dents mobiles de D, elle est démêlée par l'action de ces dents, puis évacuée sur une grille G sous laquelle agit un ventilateur aspirant les poussières. Deux rouleaux R et r saisissant la matière à travailler, la compressent en la formant en nappe reçue par l'appareil d'évacuation E.

La vitesse de rotation de A est d'environ 1000 tours minute.

Il existe différents types d'ouvreuses se distinguant par le mode d'action des dispositifs de démêlage ; les principaux types sont l'ouvreuse Lord frères (fig. 343), l'ouvreuse Ed. Lord, dite à marteaux, l'ouvreuse Crighton, à axe vertical, etc....

(b) Batteur étaleur et enrouleur ou éplucheur. — Le batteur enrouleur ou éplucheur est destiné à continuer l'action de l'ouvreuse et constituer des nappes d'un numéro déterminé, c'est-à-dire pesant un poids donné par mètre courant.

Cette machine figure 344 est essentiellement constituée par un appareil d'amené T de la matière à travailler T est généralement une toile sans fin sur laquelle la matière est présentée par T à deux paires de cylindres C et est soumise à l'action du volant ou frappeur D.

D est généralement constitué par un arbre A sur lequel

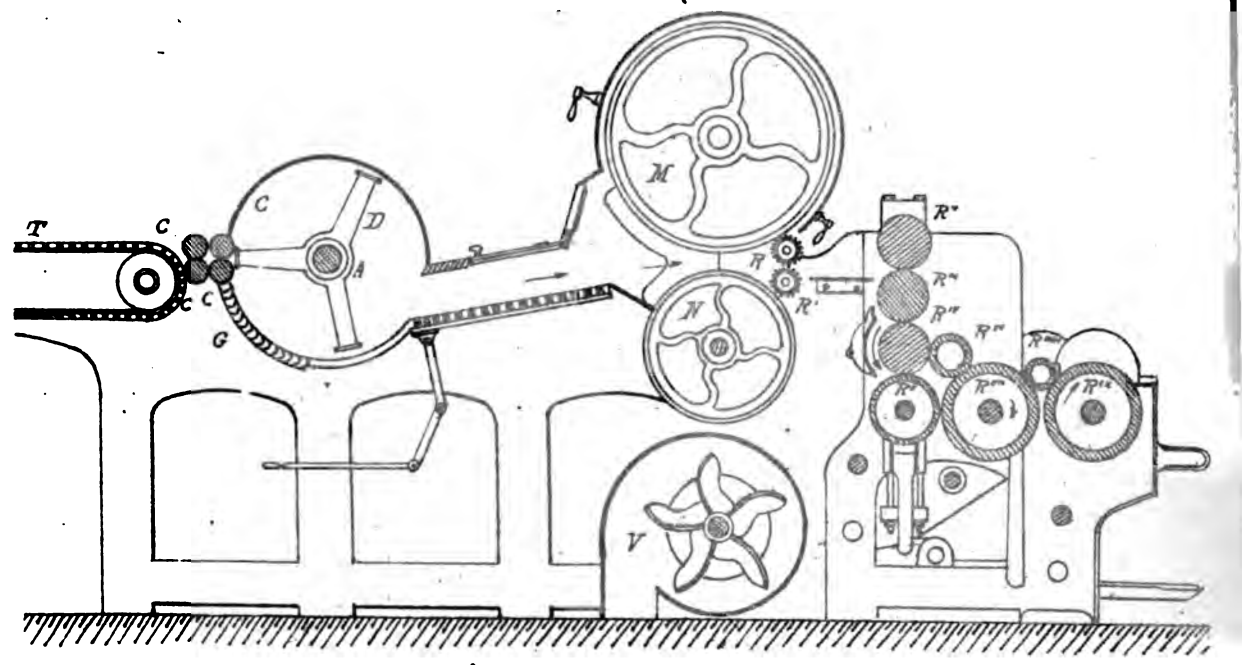


Fig. 344

sont fixés trois ou quatre croisillons D dont l'extrémité se termine par une règle ou batte B de section rectangulaire dont l'arête agissante forme un angle plus ou moins aigu avec la base.

La matière textile, après avoir subi l'action du volant, est projetée contre la grille G où elle abandonne ses poussières aspirées par le ventilateur V, puis elle passe entre les tambours métalliques tournants M et N qui la forment en nappes.

La nappe est attirée par les rouleaux cannelés d'appel

R et R^I animés d'un mouvement de rotation en sens inverse l'un de l'autre.

La nappe guidée est saisie entre les cylindres presseurs R^{II} et R^{III} puis entre R^{III} et R^{IV} puis R^{IV} et R^{V} et enfin entre R^{VI} et R^{VII} ; R^{VII} et R^{VIII} sont deux cylindres cannelés animés d'un mouvement de rotation en sens inverse l'un de l'autre et destinés à assurer l'enroulement de la nappe autour de l'axe R^{IX} qui porte le tube de tôle devant constituer le centre du rouleau une fois formé.

(c) Batteur quadrupleur et enrouleur.

Ce batteur est constitué comme le précédent ; son mode d'alimentation diffère seul et permet d'obtenir des nappes dont le mètre courant pèse un poids donné sans qu'il soit besoin de pesée préalable ; la nappe résultante est constituée par quatre nappes superposées.

Il existe un grand nombre de types de batteurs simples ou quadrupleurs : les plus répandus sont ceux de Platt (fig. 344), les batteurs quadrupleurs Lord, Ricler, etc....

189 _ Cardes. _ Les machines à carder ou cardes sont destinées à débarrasser les matières textiles des impuretés qu'elles peuvent contenir et à disposer leurs filaments dans un parallélisme relatif.

L'opération du cardage consiste, en principe,

à faire passer la matière textile en couches de faible épaisseur, entre deux surfaces munies d'aiguilles inclinées en sens inverses, ou épingles, les surfaces ayant des mouvements opposés.

Les cardes se divisent en :

(a) - Carde à hérissons.
(b) - Carde à chapeaux fixes.
(c) - Carde à chapeaux mobiles.
(d) - Express. carde.

(a) - Carde à hérissons. — La carde à hérissons est essentiellement constituée par une paire de cylindres cannelés servant à amener la matière à traiter au contact de la surface garnie d'épingles d'un grand tambour T (fig. 345).

La matière textile est enlevée par le grand tambour T (dont l'axe est en O (fig. 346) qui la transporte au niveau des hérissons t_1, t (figures 345 et 346), le hérisson t est dit travailleur, il est à vitesse de rotation lente, le hérisson t_1 ou débourreur tourne plus vite.

Fig. 345

Le nombre de paires de hérissons varie suivant le diamètre du grand tambour T et de la matière à traiter.

La matière textile est détachée des épingles du grand tambour à l'aide du peigne qui la conduit à l'appareil d'évacuation.

Le peigne est constitué par un cylindre en fonte recouvert d'un ruban continu de carde enroulé en hélice de manière à garnir toute la surface sans aucun vide.

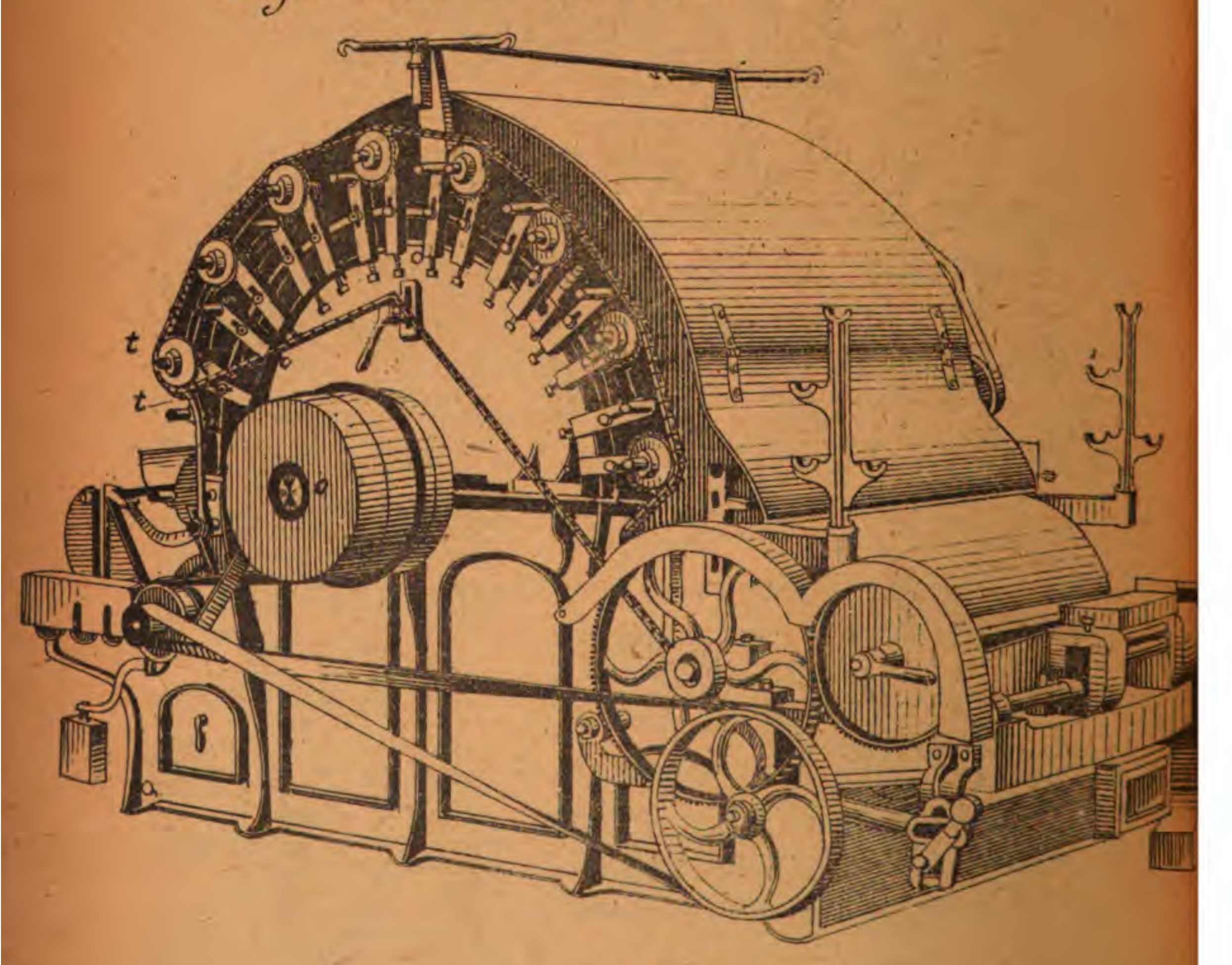


Fig. 346

La nappe est détachée du peigne par un peigne détacheur constitué par une lame mince en acier, taillée d'un côté en dents plus ou moins fines; cette lame est portée par deux leviers calés sur un arbre. L'arbre est animé d'un mouvement rectiligne alternatif très rapide ayant pour but de rapprocher ou d'éloigner le peigne détacheur de la surface du peigné, surface qu'il ne doit jamais toucher.

(b) Cardes à chapeaux fixes. — Les cardes à chapeaux fixes ne sont plus employées que dans les très vieilles installations. Dans ces machines, les agents de cardage sont exclusivement constitués par une série de surfaces planes S (fig. 347) immobiles ou chapeaux, munies d'aiguilles. Le grand tambour T a, comme précédemment, sa surface garnie d'aiguilles. Les surfaces S enveloppent toute la partie supérieure du grand tambour, c'est-à-dire depuis l'introduction de la matière textile, jusqu'à son enlèvement par le peigne.

Les chapeaux dont les aiguilles, en partant de l'alimentation, sont de plus en plus fines, et par suite serrées, reçoivent les impuretés projetées

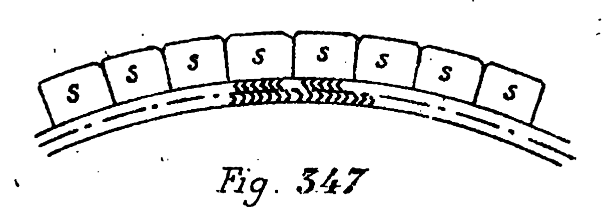


Fig. 347

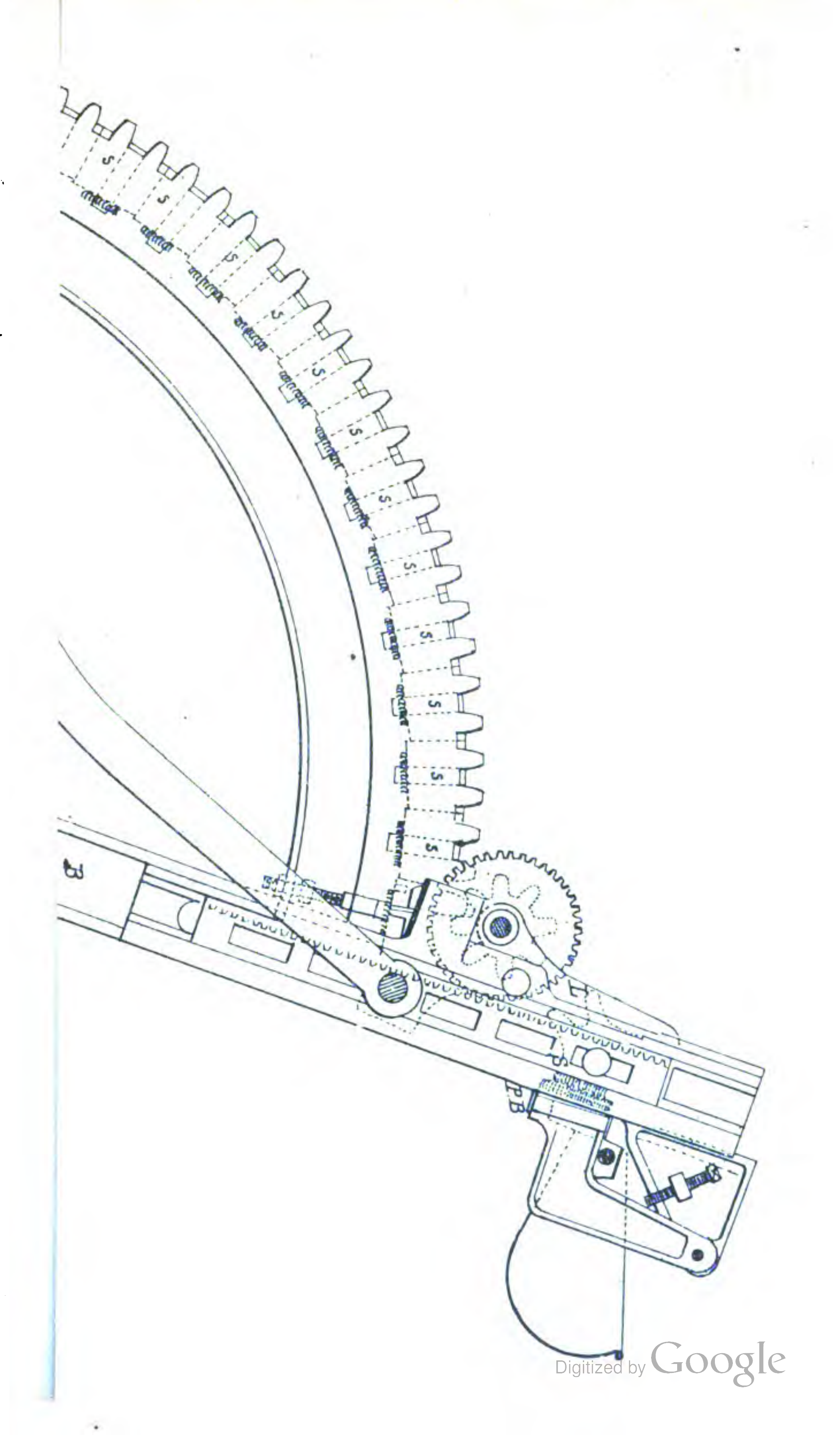
par la force centrifuge; ils ont besoin, par suite, d'un fréquent nettoyage ou débourrage, opération malsaine qui se faisait autrefois à la main. Cette opération est faite aujourd'hui grâce à l'emploi des débourreuses automatiques.

Le type le plus répandu de débourreuse automatique est celui de MM. Higghins, dans lequel la plaque débourreuse PB est fixée (fig. 348) et c'est le chapeau S qui vient frotter sur les épingles de la plaque et s'y nettoyer.

L'appareil comprend : un bâti B pouvant tourner autour de l'axe O du grand tambour T, la surface extérieure des chapeaux comportent les dents d'une crémaillère curviligne, ces chapeaux sont munis à leurs extrémités de tourillons par lesquels ils sont saisis par les leviers L amenés à position d'équerre à leur position normale, puis lorsqu'ils sont au contact de la corde fixe PB, ils sont animés d'un rapide mouvement rectiligne alternatif qui les fait se nettoyer.

La figure 348 représente assez clairement le détail des organes de commande pour qu'elle n'ait pas besoin d'être plus complètement décrite.

L'on construit des cardes mixtes composées d'une partie de cardes à hérissons suivie d'une partie de carde à chapeaux fixes. Le fonctionnement de ces cardes agissant mécaniquement est le même que celui des deux précédemment décrites.


S
B
PB

(c) Cardes à chapeaux mobiles. –

Ce type de carde est le plus employé actuellement.

Dans cette machine (fig. 350) les chapeaux S sont en fonte et ont la forme de T (fig. 349); ils sont soutenus à chaque bout par une bande métallique attachée aux maillons d'une chaîne sans fin qui les transporte le long de la surface du grand tambour T, dans le sens de la rotation de celui-ci, à une très faible vitesse (environ 30 m/m par minute).

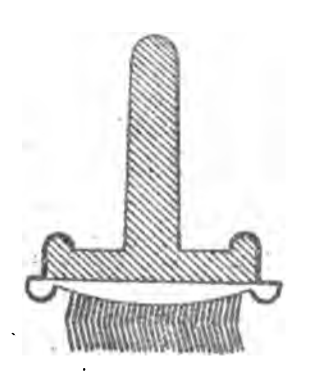


Fig. 349

Le dessous du chapeau est garni d'aiguilles. La chaîne est commandée par une poulie et guidée de place en place par des galets intermédiaires.

Chaque chapeau est ainsi mis en contact avec une certaine partie de la surface du grand tambour; arrivé au bout de sa course, il est retourné sens dessus-dessous, un peigne oscillant E enlève le coton attaché aux aiguilles, une brosse cylindrique F les nettoie et un appareil d'aiguisage leur redonne du mordant.

Le nombre de chapeaux varie de 90 à 110, dont 50% environ est en contact avec le grand tambour.

Les chapeaux et le grand tambour marchent dans le même sens: un cylindre PD garni

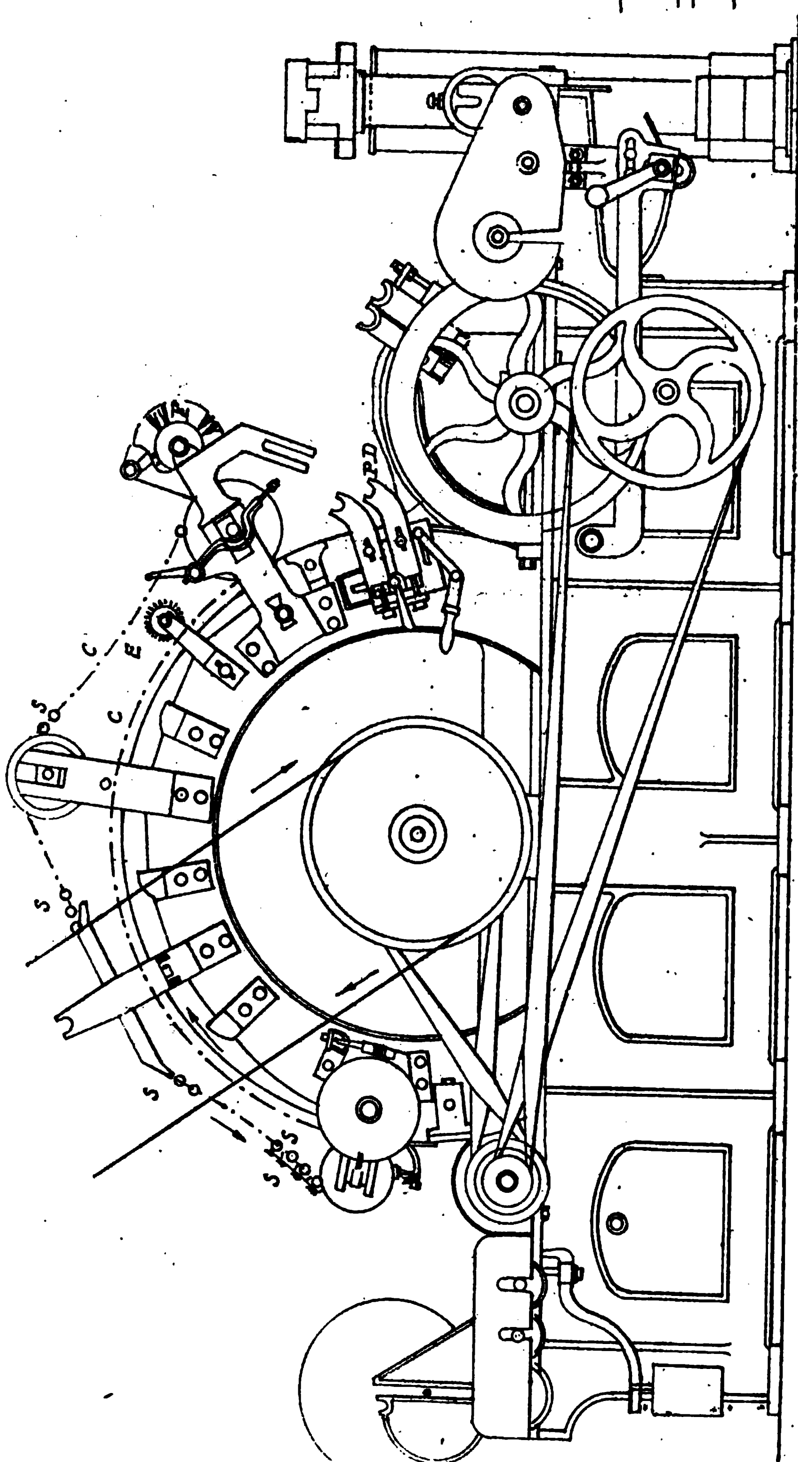


Fig. 350

d'un ruban-brosse enroulé en hélice, opère en avant le débourrage des chapeaux; la brosse est elle-même débarrassée par un peigne rectiligne à mouvement alternatif.

La production de cette machine est de 25 à 90 kilogrammes à l'heure suivant la matière à traiter.

Le débourrage se fait automatiquement, comme nous l'avons vu précédemment, pour la surface épinglée des chapeaux; le débourrage de la surface du grand

tambour se fait à la main.

(d) Express-carde. — Cette machine tient plus du batteur que de la carde, elle est à proprement parler un batteur-cardeur. L'alimentation et la formation du rouleau se font comme dans les batteurs précédemment décrits ; le volant à battes est remplacé par un tambour garni d'aiguilles courtes et droites tournant à 1000 tours, minutes environ. Sous ce tambour tournant dans le même sens deux autres tambours garnis de dents en tôle, le battage cardage se fait entre les surfaces du premier tambour et celles des deux autres, ces surfaces étant animées de vitesses différentes.

Les rubans de matière textile sortant des cardes, ou rubans de carde sont généralement conduits à une machine nommée réunisseuse ou basculeur qui a pour fonction de former un rouleau résultant de la réunion d'un certain nombre de rubans de cardes.

90. — Peigneuses. — Les peigneuses sont des machines destinées au peignage des matières textiles, opération qui a pour but de produire un ruban régulier composé exclusivement de fibres de même longueur entièrement débarrassées de boutons et parfaitement redressées et parallélisées.

Les peigneuses peuvent se diviser en deux classes :
(a) Peigneuses à mouvement intermittent.
(b) Peigneuses à mouvement continu.

(a). Peigneuses à mouvement intermittent.

Les principaux systèmes de peigneuses à mouvement intermittent sont ceux de MM. Heilmann, Imbs, Pinel et Lecœur.

Le mode d'action des peigneuses de ces différents systèmes est le même; il consiste à prendre une touffe de matière textile, à la tenir fortement dans une pince placée en face d'un cylindre peigneur animé d'un mouvement de rotation continu autour de son axe, et lorsque les aiguilles du peigneur arrivent près de la pince, celle-ci s'abaisse pour aider à l'introduction de la touffe dans les aiguilles; ces dernières de plus en plus fines, nettoient la partie de la mèche dépassant la pince, partie appelée tête de mèche, puis un appareil d'arrachage permet l'enroulement de la nappe formée, la pince est alors ouverte pour permettre l'alimentation d'une nouvelle mèche.

Le fonctionnement de cette machine donne donc lieu aux cinq opérations suivantes:

1°. Avance intermittente de la matière à peigner;

2°. Peignage, c'est-à-dire nettoyage de la tête de mèche;

3°. Arrachage ou séparation de la mèche, dont la tête vient d'être peignée, de la partie non peignée, et peignage de la queue de cette mèche;

4°. Rattachage de la mèche peignée à la mèche précédente;

5°. Débourrage ou nettoyage des organes peigneurs;

Malgré que la peigneuse ait été inventée par Heilmann, nous décrirons la peigneuse Imbs (fig. 351) plus moderne.

L'alimentation est produite par les rouleaux A, B, C. Les rouleaux B reçoivent au moment voulu un mouvement intermittent de rotation produisant un développement de la nappe N' enroulée autour de A.

La nappe, guidée par différents organes vient s'engager sous la pince d'arrière E dite pince de tête qui se compose de deux parties E et E', la partie inférieure E' déterminant les mouvements de translation horizontale de l'ensemble et E comportant les mécanismes permettant la montée ou la descente des mâchoires e' et e ; c'est la contre-pince et e' la pince.

P qui est le peigne cylindrique ou hérisson et dont les aiguilles sont de grosseur variable, est animé d'un mouvement de rotation tel que les aiguilles les plus grosses soient au contact de la matière au début du piquage ; l'axe de P peut être élevé ou abaissé pendant et après le peignage.

H est une brosse circulaire destinée au nettoyage des aiguilles de P lorsque celui-ci, après son travail sera au point le plus bas de sa course.

D est le doffer ou peigneur qui débarrasse la brosse H des blousses dont elle s'est chargée, enfin K est un peigne ordinaire qui détache les blousses de H pour les faire tomber dans la cavité prévue à cet effet.

La pince d'avant M, ou pince d'arrachage se compose d'une mâchoire inférieure M' portant un bec et une auge demi-circulaire dans laquelle repose un cylindre cannelé R qui reçoit un mouvement de rotation intermittent, d'une mâchoire supérieure M qui peut s'élever ou s'abaisser. L'ensemble reçoit un mouvement intermittent de translation horizontale.

Enfin une paire de rouleaux puis une tête d'étirage et un pot tournant emmagasinent les produits.

Le fonctionnement de cette machine peut se décomposer en cinq temps.

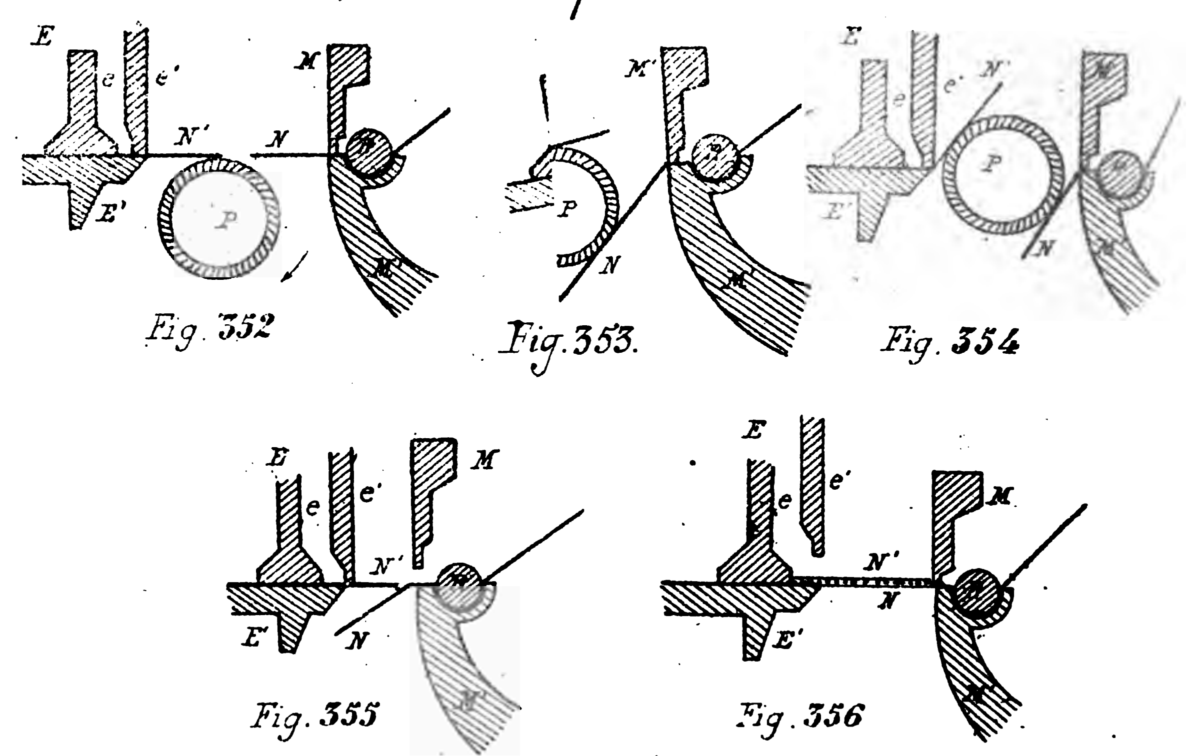


Fig. 352 Fig. 353. Fig. 354

Fig. 355 Fig. 356

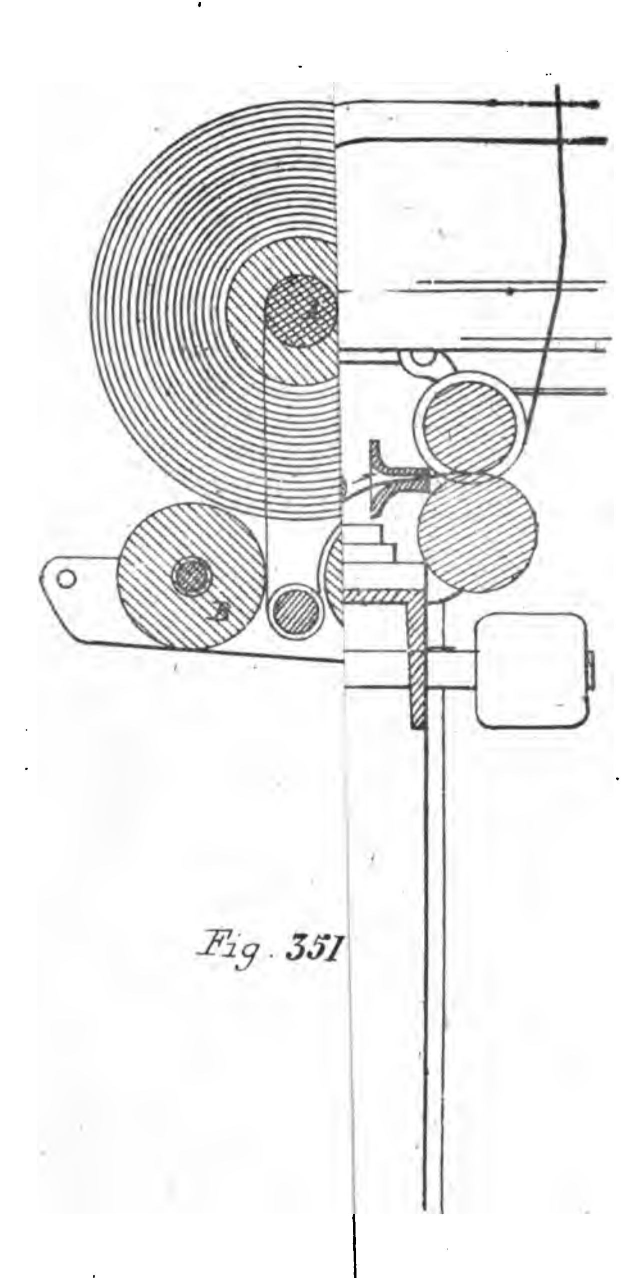


Fig. 351



1er Temps (fig. 352) — Les pinces sont fermées et à leur maximum d'écartement ; le peigne cylindrique P s'élève et commence l'attaque des mèches N' et N.

2e Temps (fig. 353) — Le hérisson P continue son mouvement de bas en haut en opérant le peignage des mèches N et N'.

3e Temps (fig. 354). — P est arrivé en haut de sa course, les pinces E et M se sont rapprochées de manière à présenter toute la longueur des mèches dépassant les pinces à l'action des aiguilles.

4e Temps (fig. 355). — P redescend au niveau de la brosse H (fig. 351) pour être nettoyé par cette dernière. Au moment où les aiguilles supérieures de P arrivent au niveau de la tête de pince E, cette dernière recule pour donner à la mèche N' une direction horizontale, la pince d'arrachage M s'ouvre, puis les deux pinces E et M se rapprochent l'une de l'autre, l'extrémité de la mèche N' s'appliquant sur la queue de la mèche N. Au moment précis où le petit rouleau R fait son évolution, la pointe de mèche est prise et la pince arracheuse se ferme aussitôt sur cette pointe pendant que la pince de tête s'ouvre et reste ouverte pour permettre l'alimentation, pendant que les pinces E et M s'éloigneront l'une de l'autre.

La contre-pince c, en redescendant, arrêtera l'alimentation.

5e Temps (fig. 356). — Les deux pinces s'éloignent l'une de l'autre, les filaments, tenus par l'arrachage, primitivement engagés sous la pince E vont être extraits de cette dernière, puis E se ferme à fond, le peigne cylindrique P nettoyé remonte et nous sommes à nouveau à la position du 1er temps (fig. 352).

Cette machine est d'une marche très régulière et ne demande que très peu de surveillance.

(b) Peigneuse à mouvement continu. —

La peigneuse à mouvement continu la plus employée est la peigneuse système Hübner.

La peigneuse Hübner, quoique différente comme aspect général de la précédente, a cependant les mêmes périodes de peignage, mais le travail, au lieu de s'opérer d'une manière intermittente, s'y fait d'une manière continue, ce qui augmente beaucoup sa production. La figure 357 représente les organes de peignage, la figure 358 les organes d'arrachage, ces organes solidaires d'un même bâti sont situés de part et d'autre d'un axe de symétrie constitué par l'arbre moteur principal.

L'alimentation est faite par nappes divisées en mèches très rapprochées N, la turbine A tourne suivant la flèche x, le peignage de la mèche N' est fait par le peigneur P (fig. 357), la turbine, dans son mouvement de rotation présente ensuite la mèche à l'arrachage (fig. 358). Le dispositif de réunion des

mèches peignées à la nappe travaillée se fait à l'aide des organes (fig. 358).

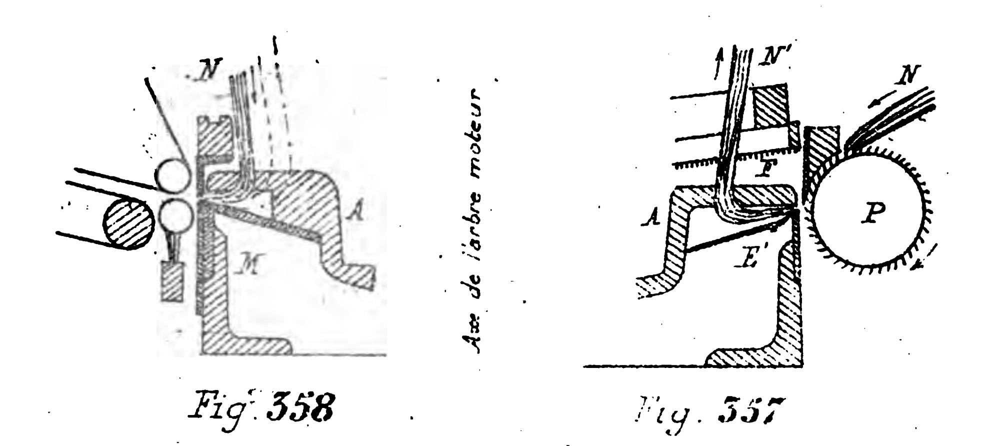


Fig. 358 Fig. 357

Cette machine exige de grands soins d'entretien et de propreté. L'état hygrométrique et la tempé-rature de l'atmosphère ont une grande influence sur la marche des peigneuses en général ; pour une bonne marche, il faut une température moyenne et une certaine humidité.

91. — Étireuses; bans à broches. — La matière textile ayant été cardée, a été amenée sous la forme d'un ruban bien nettoyé dont les filaments sont à peu près redressés et rangés plus ou moins obliquement par rapport à l'axe du ruban.

L'étirage ou le laminage a pour but de

transformer le produit de la carde en un boudin bien régulier, d'une grosseur déterminée, c'est la première opération de la filature proprement dite.

191. — Étireuses. — Les étireuses sont essentiellement constituées par deux paires de cylindres superposés (fig. 359) (a-b), c-d) de diamètres égaux, a et c sont appliqués respectivement sur b et d par un dispositif de pression ; la distance α entre les lignes des centres des paires de rouleaux est un peu supérieure à la longueur d'une fibre de la matière à traiter.

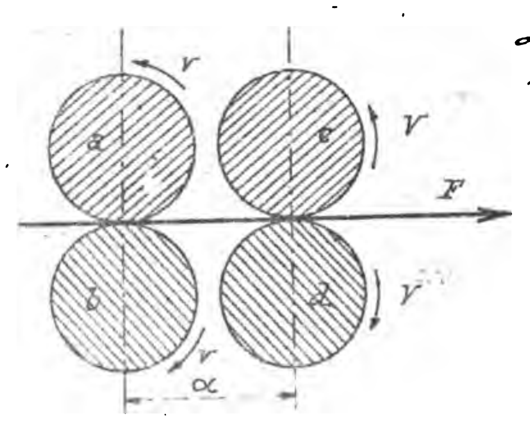


Fig. 359

Les rouleaux a, b, c, d, sont animés d'un mouvement de rotation dans le sens des flèches, la vitesse angulaire de a et de b est égale à v, la vitesse angulaire de c et de d est égale à V, v et V sont tels que $v < V$.

Si la nappe F de matière textile est introduite entre (a-b) et (c-d), les fibres saisies par (c-d) glisseront sur celles tenues par (a-b) ce qui aura pour effet d'allonger la nappe en en redressant les filaments.

Pour éviter les irrégularités d'épaisseur dans la nappe sortant de l'étireuse, on procède à plusieurs

reprises au doublage de cette nappe par d'autres nappes.

Le produit de l'étireuse se nomme ruban.

Le travail des étireuses, quel qu'en soit le système, est toujours le même, les différences résultent, tantôt du nombre des paires de cylindres lamineurs (de 3 à 7), tantôt du mode d'emmagasinement de la machine.

Afin d'éviter les enroulages sur les cylindres lamineurs chaque tête (paires de cylindres) porte en dessus un chapeau C (fig. 360) garni de panne ou de laine pour le nettoyage des rouleaux. Dans le but d'éviter les enroulages, on place entre la première paire de cylindres et sa voisine (entre 1 et 4 - fig. 360) une brosse A épousant la forme du vide laissé entre les rouleaux, ce sont les chapeaux de propreté.

Fig 360

Les poids P, P', P'', P''', sont suspendus par des tringles t, t', t'', t''', à des crochets doubles b, b', b'', b''', dont l'une des extrémités s'enroule autour de l'axe des rouleaux 2, 3, 5, 7, dans un embrèvement prévu à cet effet.

Suivant leur mode d'emmagasinage du ruban, les étireuses se classent en:

(a) Étireuses à couloir et basculeur, principalement employés pour faire les rouleaux destinés à l'alimentation des peigneuses à mouvement intermittent.

Les rubans au sortir des rouleaux de laminage descendent sur une table en fonte polie, puis passent sur un guide qui les renvoie, tous les rubans viennent se placer parallèlement en se réunissant en forme de rouleau.

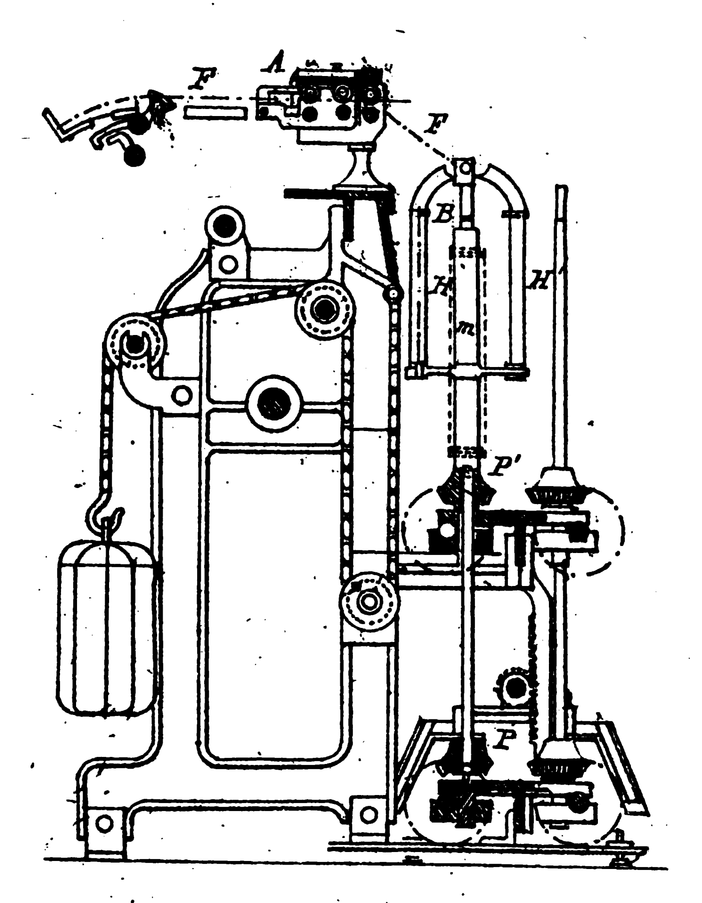
(b). Banc d'étirage à pot rectangulaire oscillant. — Dans ce dispositif, les rubans étirés sont dirigés vers le centre de la table, ils convergent tous vers le milieu où se trouve une ouverture par laquelle ils tombent dans un pot rectangulaire en bois. Pour que le ruban s'étale bien uniformément, le pot est placé sur un petit chariot qui est animé d'un mouvement de va-et-vient. Parfois, le pot est fixe et c'est l'entonnoir par lequel les rubans s'écoulent qui est animé d'un mouvement oscillatoire.

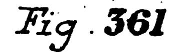
(c). Étirage à pots tournants ou coiler.

Dans ce dispositif, les rubans étirés sont emmagasinés dans un pot tournant. Cette machine, de création plus récente, est munie de dispositifs spéciaux simplifiant et facilitant sa conduite; elle est souvent munie de l'appareil dit casse-mèche, provoquant l'arrêt de la machine par les ruptures des rubans à l'entrée ou à la sortie.

Bancs à broches. — Les bancs à broches sont des machines destinées à donner par la torsion, aux matières textiles ouvrées par les machines précédentes, la cohésion nécessaire à leur emploi.

Un banc à broche est un banc d'étirage à trois rangs de cylindres étireurs, en avant duquel se trouve un appareil donnant la torsion à la mèche




Fig. 361

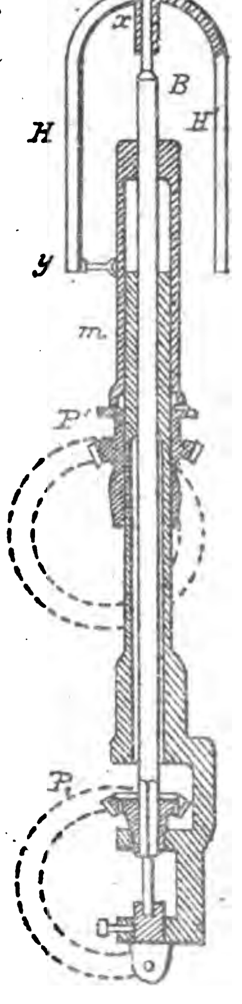


Fig. 362

et l'emmagasinant, au fur et à mesure, sous forme de bobine.

La figure 361 représente un banc à broche système Platt.

Le banc d'étirage A est constitué par les trois paires de cylindres étireurs l; la matière textile est représentée par le trait mixte F.

Le dispositif B est représenté à une plus grande échelle figure 362. Il se compose d'une broche B en acier, cette broche peut être animée d'un rapide mouvement de rotation qui lui est transmis par le pignon cônique P. A l'extrémité supérieure de la broche et pouvant tourner avec celle ci se trouve une sorte d'étrier appelé ailette H, H'. La branche H est creuse, l'autre branche H' n'est destinée qu'à faire équilibre à H. Au sommet de l'étrier se trouve une ouverture O. Le manchon m peut tourner autour de B, son mouvement lui étant transmis par le pignon P'

On conçoit facilement que si, au sortir des cylindres l où la mèche F a été étirée, elle pénètre par O et x dans l'ailette H animée d'un mouvement de rotation continu, la torsion de la mèche pourra être mesurée par le nombre de tours accomplis par l'ailette dans le temps mis par la mèche à se développer à la sortie de l d'une certaine longueur.

A la sortie de l'ailette en y, la mèche vient s'enrouler en spirale et par couches superposées sur la bobine ou tube creux m dont la

vitesse de rotation est appropriée à la fonction. Cette opération est celle dite de renvidage.

192. — Métiers renvideurs, métiers continus. —

L'opération du filage des matières textiles a pour but de produire, comme résultat final, un fil d'une finesse déterminée, ce fil devant remplir, pour l'emploi auquel il est destiné, certaines conditions.

Le filage se fait d'une manière intermittente, ou d'une manière continue. Dans le premier cas une certaine longueur constante de fil est tordue puis renvidée ; c'est le travail sur métiers renvideurs ; dans le second cas le fil est emmagasiné ou renvidé au fur et à mesure de sa production, c'est le filage sur métier continu.

Métiers renvideurs. — Suivant que ces machines sont à fonctionnement entièrement automatique ou non, elles prennent le nom de (b) selfacting dans le premier cas, ou de (a) Mull-Jenny dans le second.

(a) Mull-Jenny. — Un métier Mull-Jenny (fig. 363) est essentiellement constitué :

1° Par un bâti fixe B comportant l'appareil de laminage A (schématiquement représenté par son support et par son rouleau de devant A, le

porte bobines alimentaires b' ou ratelier D, enfin la tête du métier qui reçoit les organes de transmission du mouvement.

2° Par un chariot mobile C qui comporte les broches b et leur commande. Le chariot repose sur quatre roues E et il se meut sur des rails fixes r ou patins perpendiculaires aux organes de laminage; ce chariot est animé d'un mouvement de translation horizontale dans le sens des flèches. La force motrice est transmise au tambour R de commande des broches, soit par le système de cordes et poulies pK, soit par une commande par engrenages.

L'opération de filage par métier renvideur peut se décomposer en deux périodes.

1ère Période. — Les mèches enroulées sur les bobines alimentaires b' fournissent la matière textile F aux cylindres d'étirage, mus par la transmission à l'aide du dispositif d'arbre et de pignons coniques MNO, le rouleau d'arrière étant commandé, comme à l'ordinaire, par tête de cheval et celui du milieu par Marlborough.

La mèche vient, après sa sortie du train de laminage s'enrouler sur la broche b. Le mouvement de rotation de cette dernière lui est transmis par l'intermédiaire de Z, à l'aide d'un petit câble ou ficelle dite corde à broche.

Une poulie de main douce P_m dont le

mouvement de rotation est commandé par le rouleau de devant A' commandé par une courroie G, deux poulies s et t supportées par le chariot et une poulie u dont l'axe est solidaire du bâti.

En avant de la ligne des broches et parallèlement à cette ligne est placé un arbre I supporté par des supports solidaires du chariot, l'arbre I est dit <u>arbre de baguette</u>; il porte de distance en distance des bras J nommés <u>épées</u> ou <u>faucilles</u>, percés à leur extrémité d'un trou dans lequel passe un fil d'acier f fortement tendu, c'est f qui vient appuyer sur le fil F pour le guider dans le plan vertical pendant la formation de la bobine; f' est un fil d'acier analogue à f et destiné à équilibrer l'action de celui-ci; q sert à conduire l'action de f.

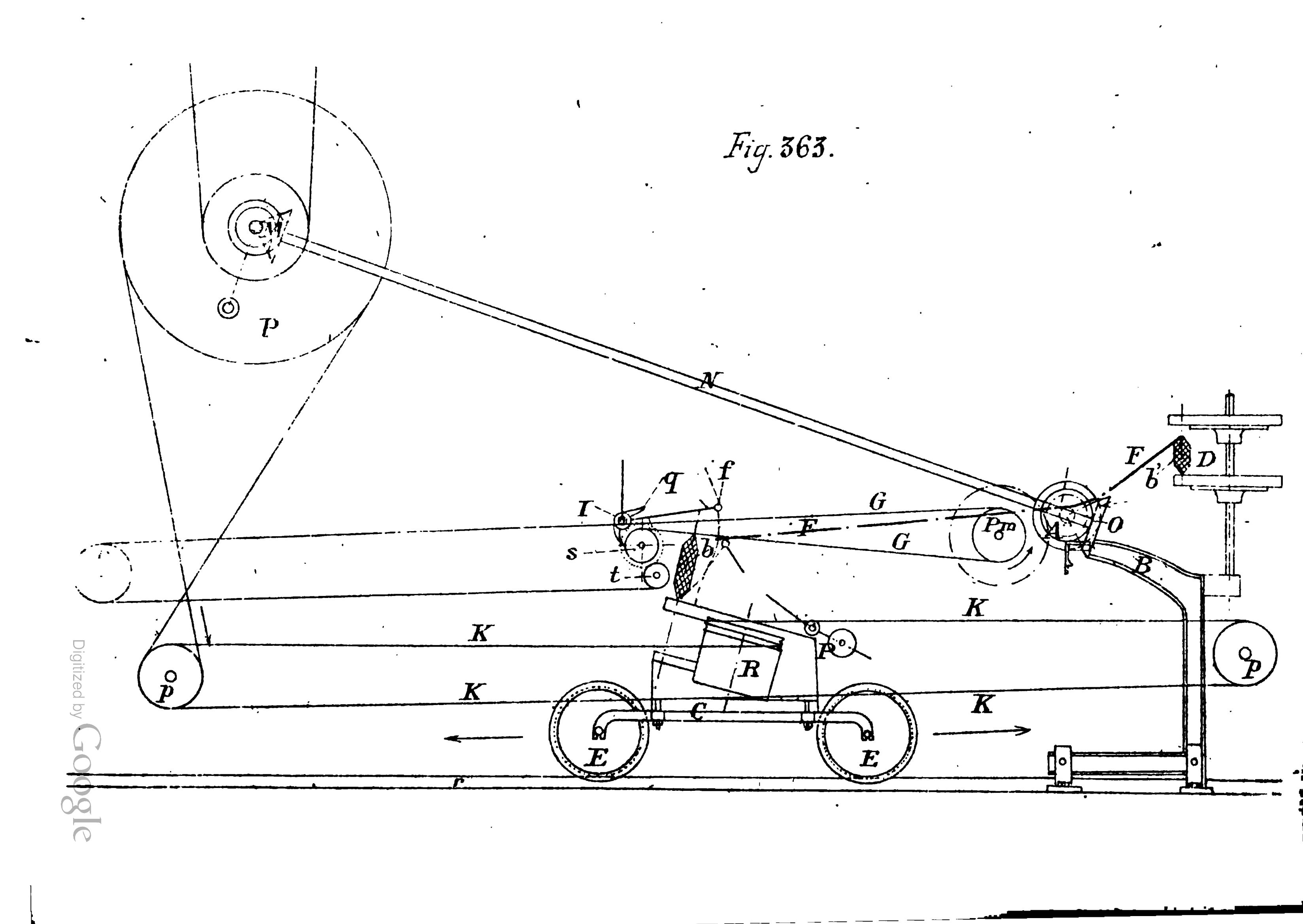
La longueur du fil à renvider à chaque coup de chariot, ou <u>aiguillée</u>, est la longueur, depuis le devant des cylindres étireurs jusqu'au bout de la broche (le chariot étant complètement sorti), diminuée de la longueur mesurée de la même manière, le chariot étant rentré. L'aiguillée varie de 1m,400 à 1m,600.

La <u>torsion</u> du fil peut être variée, la vitesse de la broche étant constante, par les variations de la vitesse de sortie du chariot.

Les opérations précédentes : mouvement des rouleaux étireurs, sortie du chariot, constituent la première période.

2e Période.

Fig. 363.



2ème Période. — La deuxième période est caractérisée par le renvidage et la rentrée du chariot. L'opération du renvidage est précédée des manœuvres dites de détours ou dépointage et de l'empointage, destinées à enlever les anneaux du fil et éviter les vrilles ; ces opérations se font à la main par le fileur et son rattacheur.

Pour accomplir ces manœuvres, le fileur et son rattacheur ont assuré les fonctions : de la baguette, de la courroie de main-douce.

(b). Selfacting. — Le selfacting est un métier Mull-Jenny, dans lequel toutes les opérations de renvidage se font automatiquement.

Cette machine fut inventée en 1834 par Roberts ; la complication de son mécanisme s'explique par les opérations multiples à exécuter à chaque coup de chariot. L'étude d'un pareil système ne peut entrer dans le cadre de cet ouvrage.

Métiers continus. — Les métiers continus se divisent en deux classes : (a). Métiers continus à ailettes ; (b) Métiers continus à anneaux.

(a) Métiers continus à ailettes. — Le métier continu à ailettes est un banc à broches très simplifié, ayant des broches sur ses deux faces et dans lequel le mouvement de renvidage est supprimé.

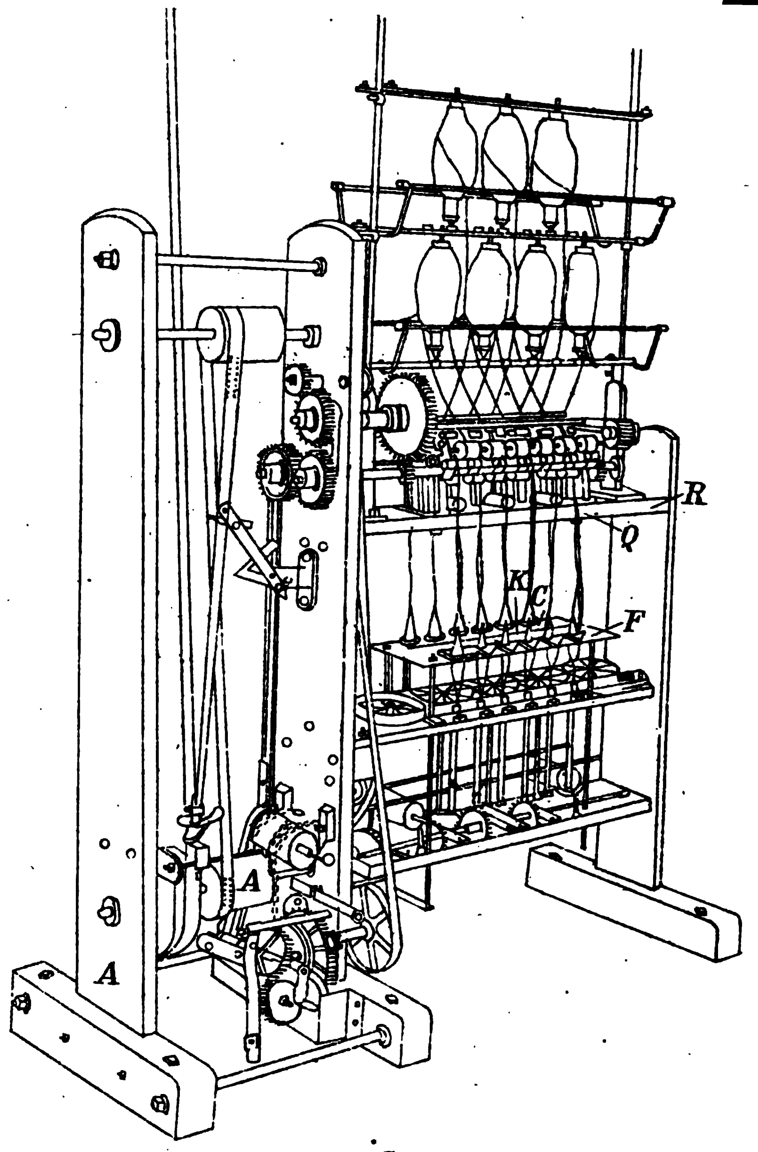


Fig. 364.

Il se compose d'un système d'étirage composé de trois paires de cylindres, d'une broche et d'une ailette donnant le tors, d'une bobine en bois, recevant la mèche tordue, et placée sur un chariot

animé d'un mouvement vertical alternatif d'amplitude constante, mouvement donné généralement par le dispositif came en cœur.

Ce type de machine est maintenant complètement abandonné.

(b). Métiers continus à anneaux.

Un métier continu à anneaux (fig. 364 et 365) est essentiellement constitué par un appareil d'étirage, formé de trois paires de cylindres comme ceux précédemment décrits, derrière lequel se trouve un ratelier portant les bobines alimentaires; en avant se trouve le chariot porte-broches.

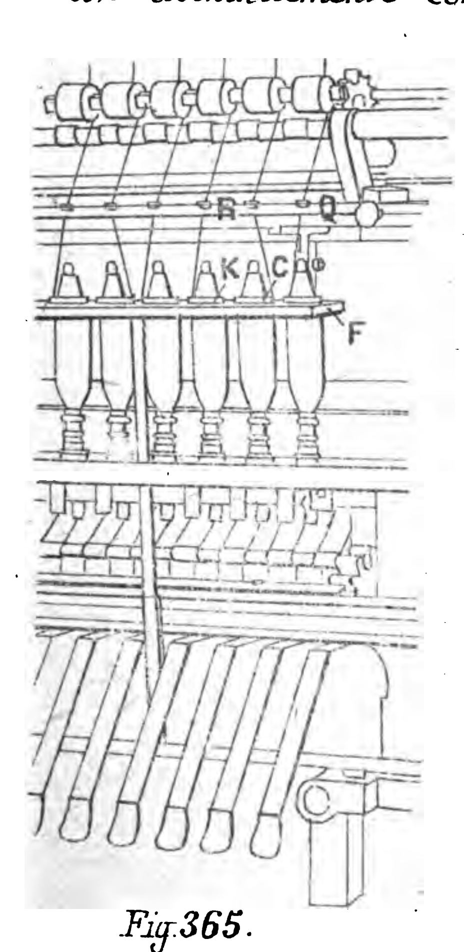


Fig. 365.

La mèche passe à sa sortie du cylindre étireur d'avant, dans un œil en fil de fer Q dit barbin ou queue de cochon, placé au-dessus de la broche et qui est porté par une règle en bois dite règle à guides R.

Le fil se rend dans un curser C ou taveller ou voyageur, pouvant tourner

librement sur la saillie inférieure de l'anneau K entré à force dans une règle en fonte F. Cette règle F est animée d'un mouvement rectiligne alternatif vertical et est appelée chariot.

Le fonctionnement de la machine est le suivant: Si nous supposons:

1°. Le curseur immobile et la broche faisant un nombre de tours tel que la longueur du fil livré par le cylindre étireur d'avant puisse être enroulée sur la bobine. Le fil se renvidera sur la broche.

2°. Si, au contraire, le curseur est lancé à la vitesse de la broche, le fil sera tordu et il n'y aura pas envidage. Mais le curseur en pratique n'a pas une vitesse égale à celle de la broche et c'est la différence entre ces deux vitesses qui peut opérer l'enroulement du fil tordu sur la broche.

193. – Métiers à tisser. – Navettes. – Généralités. –

Il y a deux phases bien marquées dans l'opération du tissage. La première est la préparation avant tissage, la seconde le tissage proprement dit.

La préparation avant tissage concerne surtout la préparation de la chaîne, elle comporte les opérations de bobinage, cannetage, d'ourdissage, de parage ou encollage, de rentrage, de dressage, d'empeignage, etc ....

L'étude de ces opérations de préparation ne rentre pas dans le cadre de cet ouvrage.

Le tissage, comme les opérations de préparation, peuvent se faire à la main ou mécaniquement.

(a). Métiers à tisser à main. — Un métier à tisser à la main (fig. 366 et 367) est essen-

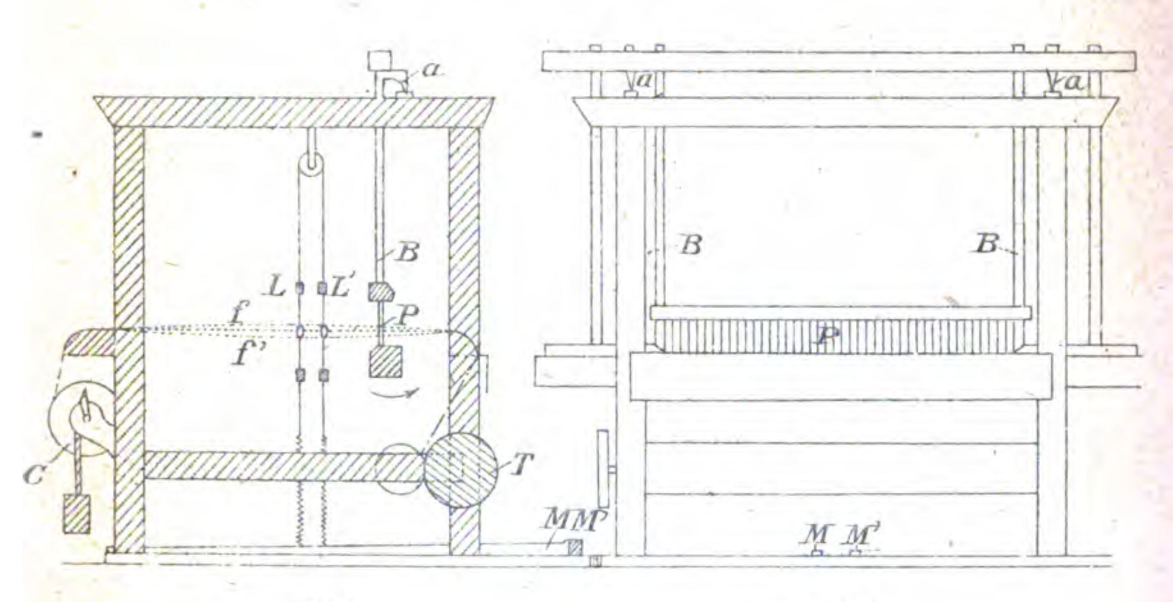


Fig. 366.　　　Fig. 367.

tiellement constitué par un bâti se composant de quatre montants en bois, qui sont réunis, à leurs parties supérieures et inférieures, par des entretoises, de manière à constituer une sorte de cage dont le panneau d'arrière recevra la chaîne, celui d'avant l'étoffe tissée.

C rouleau de chaîne venant du renfilage,

T rouleau du tissu fabriqué,

L rouleau.

L'écartement des fils de trame est maintenu par le peigne P du battant B qui est un balancier constitué par un cadre libre à son extrémité inférieure et suspendu à sa partie supérieure, par l'intermédiaire de deux couteaux a, au bâti de la machine.

Les lames L, L' par lesquelles les fils sont guidés dans le plan vertical peuvent s'élever ou s'abaisser suivant que l'ouvrier appuie sur la marche M ou celle M', dans les deux cas, l'action des lames a pour effet l'écartement des fils de chaîne suivant les pointillés f et f'. Cette opération est dénommée foule ou pas.

Les lames peuvent être montées comme figure 366, c'est-à-dire par système à marche, ils peuvent être montés par mécanique armure. Dans ce système, les lames peuvent être toutes montées ou abaissées par l'action d'une seule marche, enfin les lames peuvent être montées par mécanique Jacquard qui permet le montage et le fonctionnement automatique de 50 à 3200 lames.

Dans l'espace compris entre f et f' l'ouvrier peut lancer la navette comportant les fils de trame.

Les fils de trame étant passés, le bourrage de ces fils est opéré par l'action du peigne du battant.

Suivant la disposition des lames et le nombre des marches, on peut avoir un grand nombre de combinaisons de foule, ce qui change la trame du tissu.

Les mouvements de l'ouvrier pour le tissage à la main sont donc:

1°. - Fonçage de la marche.
2°. - Lancer de la navette.
3°. - Abandon de la marche.
4°. - Frappe et rappel du battant.

(b). Métiers à tisser mécaniques. — Il existe un grand nombre de types de métiers à tisser mécaniques suivant les produits à obtenir; les plus perfectionnés sont les métiers à tisser et couper le velours automatiquement, les métiers à tisser deux pièces à la fois, le métier de Froment, le métier Vermot, les métiers circulaires, les métiers à tisser la faille, etc...etc....

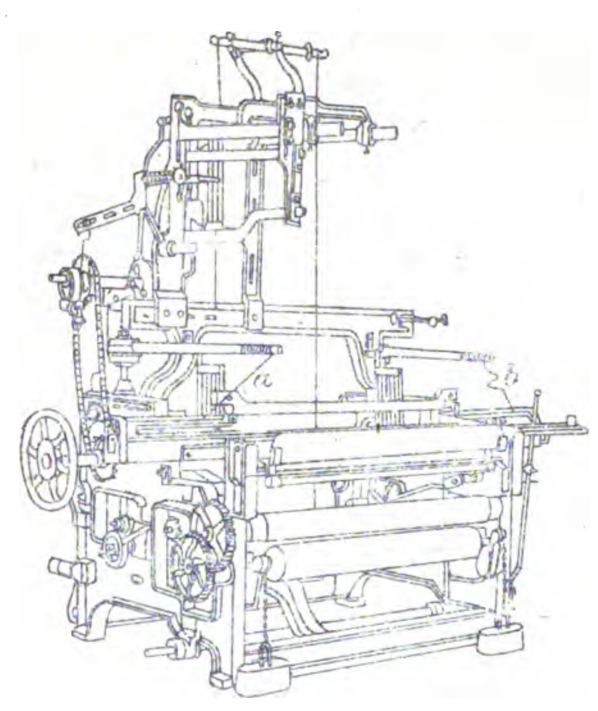
Un métier à tisser mécanique (fig. 368) est essentiellement constitué comme un métier à tisser à main; les différentes phases du tissage étant accomplies mécaniquement.

Le mouvement de lancement de la navette est la plus importante en ce qui concerne les accidents pouvant en résulter.

La navette est lancée par l'action du chasse-navette sur la navette au repos dans la boîte de chasse.

Le chasse-navette est souvent actionné par came, le profil de celle-ci permet de donner à la navette une vitesse de translation relativement considérable.

Les chasse-navette a et b (fig. 368), sont


Fig. 368.

représentées, l'un après le lancement de la navette, l'autre avant le lancement.

Le moindre obstacle peut empêcher le fonctionnement régulier de la navette, il faut que celle-ci ne parte pas trop tôt, car elle pénétrerait dans la foule, lorsque celle-ci n'est pas assez ouverte et briserait les fils sur une grande longueur.

Si la navette part trop tard, elle pénètre dans la foule, se fermant et il en résulte un frottement retardant le passage et pouvant arrêter la navette qui, étant frappée par le peigne, brise un grand nombre de fils.

Il ne faut pas que la navette ait trop de jeu dans la boîte de chasse, car elle risquerait de sauter hors de la foule.

Les autres causes du saut de la navette sont:
Une foule qui n'est pas franche;
Des mailles trop longues qui permettent aux fils de se mettre en travers de la foule;
Trop d'avance ou de retard pour le mouvement de la navette;

Des fils de chaîne cassés;
Une navette trop usée;
Un peigne mal fixé;
Un battant mal réglé.

Il faut aussi observer que la navette ait toujours assez de force pour repousser, lors de son entrée dans la boîte de chasse, la languette contre laquelle elle vient appuyer.

Navettes. — La navette est l'organe qui porte la traine. C'est une boîte métallique ou en bois dont la forme varie suivant la façon de travailler et les tissus.

La plus usitée est en fer (fig 370) et comporte des roulettes r afin de pouvoir se mouvoir facilement

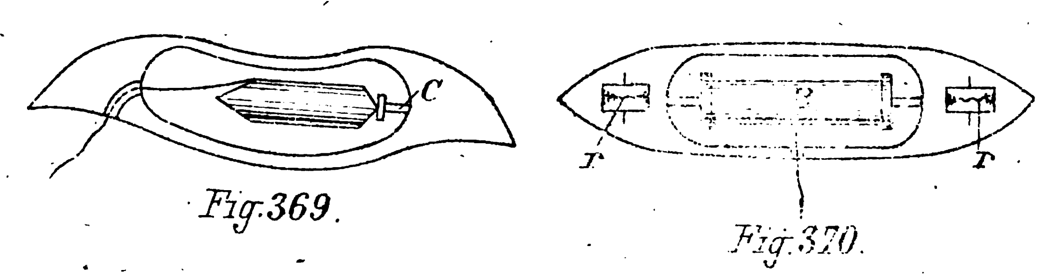


Fig. 369.
Fig. 370.

d'un bout à l'autre du métier.

La navette est lancée à la main lorsque le nombre des navettes est grand, et aussi lorsque le tissage comprend des trames de fond lancées des boîtes et une trame fantaisie qu'on insère à la main. Dans ce cas, les navettes ont la forme (fig. 369) sans roulettes.

La navette (fig. 370) est dite navette à dérouler, celle (fig. 369) est dite navette à dévider, dans ce cas la canette c est fixe.

Le volume des navettes dépend du volume des canettes employées.

Dans les navettes à dérouler, il faut que la bobine B tourne facilement ; dans tous les cas, il faut que la trame ne se déroule pas de trop ; pour éviter cet inconvénient, on freine la sortie du fil ou la bobine.

194. – Tondeuses. – Les tondeuses sont des machines destinées à arraser uniformément les filaments de matière textile qui, après tissage, ressortent inégalement à la surface des tissus.

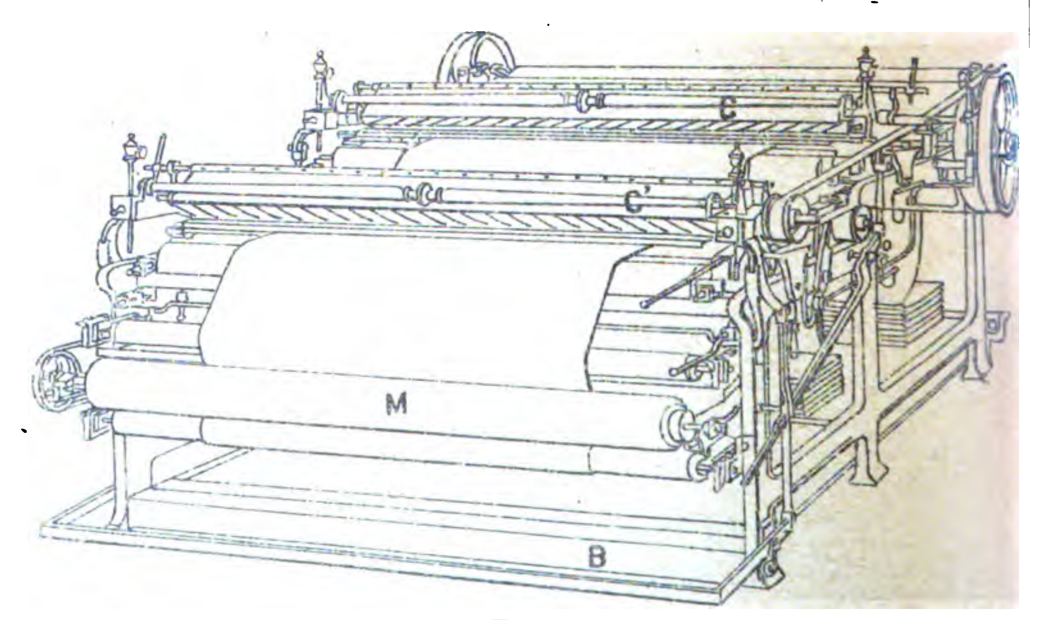


Fig. 371.

Une tondeuse est essentiellement constituée par un bâti fixe B ; deux cylindres C et C' ayant sur leur surface cylindrique une lame hélicoïdale coupant ou tordant la surface tendue sur un couteau se trouvant sous ces cylindres ; une brosse M peut se rapprocher du tissu, sous l'action d'une vis et de divers cylindres en bois ou en cuivre conduisant la pièce, pour pouvoir enlever les déchets ou toutisses résultant du tondage.

La surveillance de la machine nécessite une grande attention pour le relevage des cylindres tondeurs au moment du passage de boutons, coutures, etc., pour éviter que les tondeurs ne coupent l'étoffe.

Les tondeuses à deux tondeurs servent pour tissus légers, celles à trois tondeurs servent pour les draps et tissus lourds.

---

§ IV. – Autres machines usuelles.

---

195. – Machines à concasser, à broyer, à pulvériser.

Machines à concasser. – Les machines à concasser s'emploient pour diviser en menus fragments les matières dures. Les machines à concasser sont généralement constituées par un

mouton ou masse pesante tombant sur la matière à diviser.

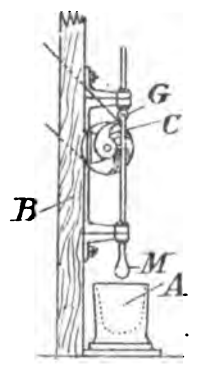


Fig. 372.

Le bocard (fig. 372) est le plus ancien des concasseurs; il est constitué par un bâti fixe B comportant une auge dans laquelle est mise la matière à travailler; une masse M est soulevée par l'action d'une came C qui, en l'abandonnant, permet la chute libre de cette masse.

Il existe un grand nombre de systèmes de concasseurs, tels sont les concasseurs à mâchoires où la matière à diviser est serrée fortement entre deux mâchoires dont le rapprochement est commandé mécaniquement.

Les concasseurs servent à diviser les minerais, les pierres, etc....

Machines à broyer et à pulvériser. —

Les machines à broyer servent à diviser plus finement les corps durs déjà à un certain état de division.

Les broyeurs comportent (a) les broyeurs à cylindres, (b) les broyeurs à meules ou pulvérisateurs, (c) les broyeurs à boulets.

(a) **Broyeurs à cylindres.** — Les broyeurs à cylindres (fig. 373), employés principalement dans

les fonderies pour le calibrage des sables de moulage sont constitués par un bâti fixe comportant deux cylindres C et C' tournant en sens inverse l'un de l'autre, les axes de ces cylindres sont parallèles et leur distance est telle qu'un espace (variable à volonté) soit ménagé entre les génératrices les plus proches. Ces broyeurs sont mus à la main ou au moteur.

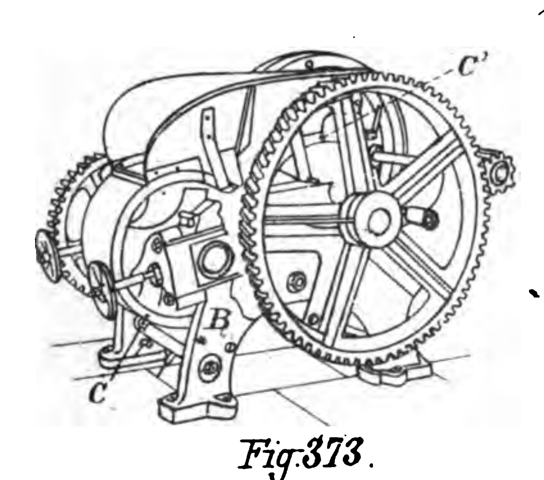


Fig. 373.

(b) Broyeurs à meules ou pulvérisateurs. — Les broyeurs à meules sont principalement

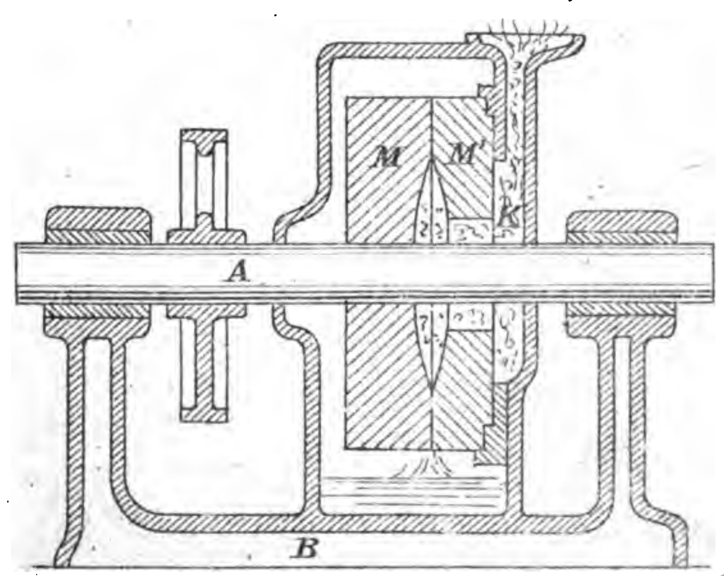


Fig. 374.

utilisés pour le broyage des graines telles que blé, avoine, colza, etc..., pour le broyage des matières colorantes, etc...

Ils peuvent être à meules verticales (fig. 374) ou à meules horizontales ou à meules coniques.

Ces broyeurs sont essentiellement constitués par un bâti B dans lequel tourne un arbre actionné au moteur ou à la main, solidaire de l'arbre est montée une meule M tournant devant une meule M' fixe solidaire du bâti. Le centre des meules est évidé suivant des cônes opposés de façon que la matière K tende à cheminer vers l'extérieur des meules ou à leur passage entre les surfaces planes très peu écartées l'une de l'autre, elle sera broyée.

Les meules peuvent être en grès ou en métal suivant la matière à broyer et l'état de division que l'on désire obtenir.

(c) Broyeurs à boulets. — Les broyeurs à boulets (fig. 375) sont constitués par une cuve métallique C dans laquelle se trouve la matière à broyer. Des boulets B (en métal généralement) sont animés d'un mouvement circulaire continu par l'action du manège M. La matière est broyée entre la surface des boulets

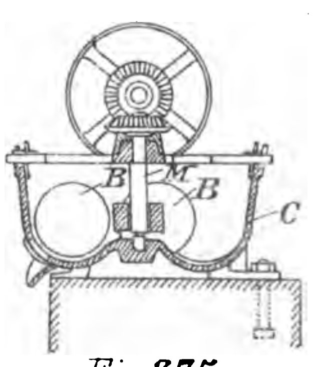


Fig. 375.

et la surface de la cuve.

Ces machines sont utilisées pour le broyage de certains plâtres, ciments, des matières utilisées pour la fabrication de l'encre etc....

· Le <u>broyeur à boulets</u> (fig. 376) est constitué par une enveloppe cylindrique E en métal constituant le bâti de la machine. A l'intérieur de cette enveloppe de diamètre D tourne un cylindre C

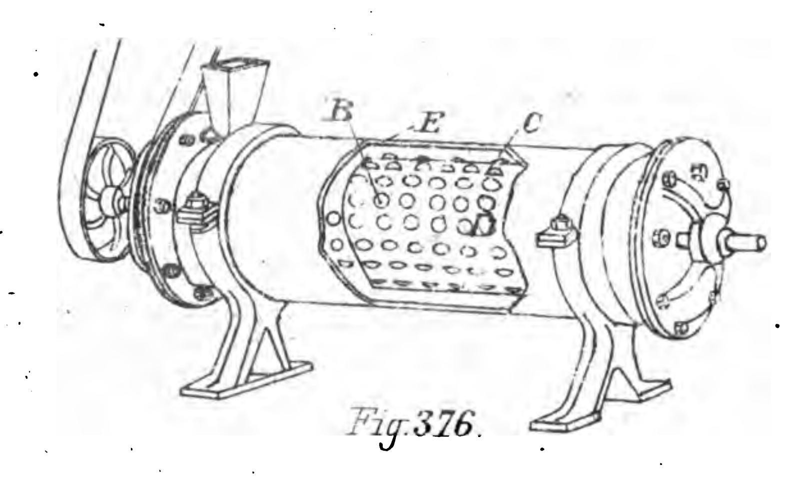


Fig. 376.

d'un diamètre d tel que $D - d < \delta$, δ étant le diamètre des boulets B guidés dans des alvéoles ménagées dans la surface du cylindre C.

La matière à broyer est travaillée entre la surface intérieure de l'enveloppe et la surface des boulets. Ces broyeurs sont souvent disposés pour débit continu grâce à l'inclinaison de leur bâti. Ils sont principalement utilisés dans les fonderies pour le travail des sables de moulage.

Le broyeur-mélangeur (fig. 377) est aussi utilisé dans les fonderies pour le travail des sables de moulage; il est constitué par une cuve fixe dans laquelle se déplacent des cylindres ou rouleaux

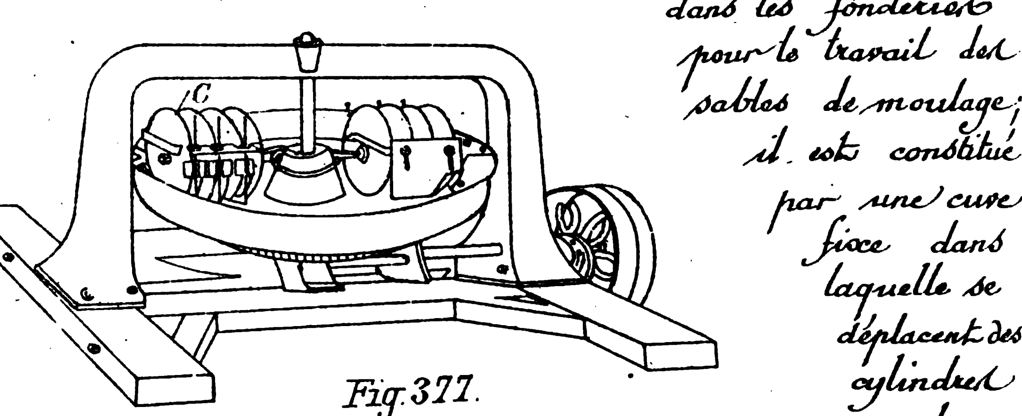


Fig. 377.

C agissant comme les boulets du broyeur (fig. 375). Dans ces machines, la cuve est parfois mobile, les axes sur lesquels tournent les rouleaux ou cylindres étant fixes.

Machines à malaxer (fig. 378).–

Ces machines sont destinées à mélanger par trituration, soit des corps solides entre eux, soit des corps solides et des liquides, soit des matières pâteuses.

Elles sont généralement constituées par une cuve dans laquelle tourne un agitateur composé d'un axe sur lequel sont fixés soit des bras, soit une surface hélicoïdale, soit un manège à boulets, etc.....

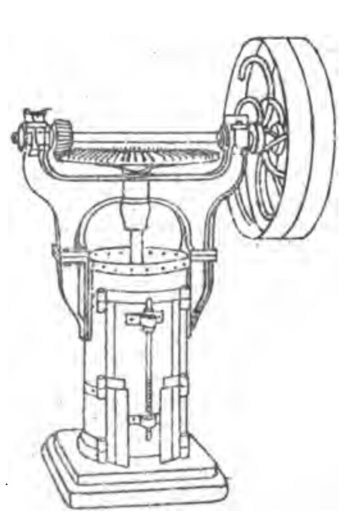


Fig 378.

Les malaxeurs peuvent être à débit continu, tels les malaxeurs employés pour la fabrication du béton ; les agitateurs sont alors constitués par une enveloppe tournante, de forme appropriée, et dans laquelle on entraîne à une extrémité les matières à malaxer, le produit sortant à l'autre extrémité.

Tels sont les malaxeurs à superphosphates, pour sable de fonderie, pour les poudres, etc....

196. **Machines d'imprimerie**. — Les machines d'imprimerie peuvent, suivant leur mode de travail, se diviser en deux grandes catégories :

(a) – Machines alternatives ;
(b) – Machines rotatives ;

(a). **Machines alternatives**. — Dans cette catégorie de machines peuvent être comprises les presses à bras (fig. 379) ; le fonctionnement de ces machines étant très connu, nous ne nous attarderons pas à la décrire.

Les machines alternatives à cylindres sont les machines à imprimer les plus répandues ; elles sont essentiellement constituées par un bâti B (fig. 380), comportant des glissières G servant de guide à un marbre M animé d'un mouvement rectiligne alternatif suivant les flèches. Sur le marbre est fixée, à l'aide de pointures, la forme qui est l'assemblage des caractères à imprimer.

Un cylindre C tourillonne dans des paliers p solidaires du bâti. La génératrice inférieure de ce cylindre, parallèle au marbre et perpendiculaire à la direction du déplacement de celui-ci peut être éloignée ou rapprochée du marbre.

La surface du cylindre est recouverte du blanchet, morceau de drap, de feutre, de caoutchouc, enveloppant toute la surface du cylindre.

Sur la surface du blanchet on enroule un calicot (étoffe de coton) bien tendu, c'est sur ce calicot que l'on colle les béquets ou hausses en papier destinés à corriger les différences de hauteur et les défauts des gravures et des caractères:

Une table à papier T reçoit le papier blanc, les feuilles sont glissées à la main, au fur et à mesure, sur la table du marbre T' où, par l'action de la rotation du cylindre et des cordons, elles sont entraînés par le cylindre enveloppant celui-ci.

Le cylindre tourne d'une vitesse circonférentielle égale à la vitesse de déplacement du marbre, lorsque celui-ci amène la forme au contact avec le papier, il y a compression de ce dernier sur la forme, d'où impression. Les feuilles glissent par l'action des cordons sur les raquettes R (qui, à ce moment, se trouvent horizontales en R') qui les déposent sur la table à recevoir TR.

L'encrage des caractères se fait de la façon suivante:

Un encrier E reçoit une certaine provision d'encre, il est constitué par un réservoir dont la

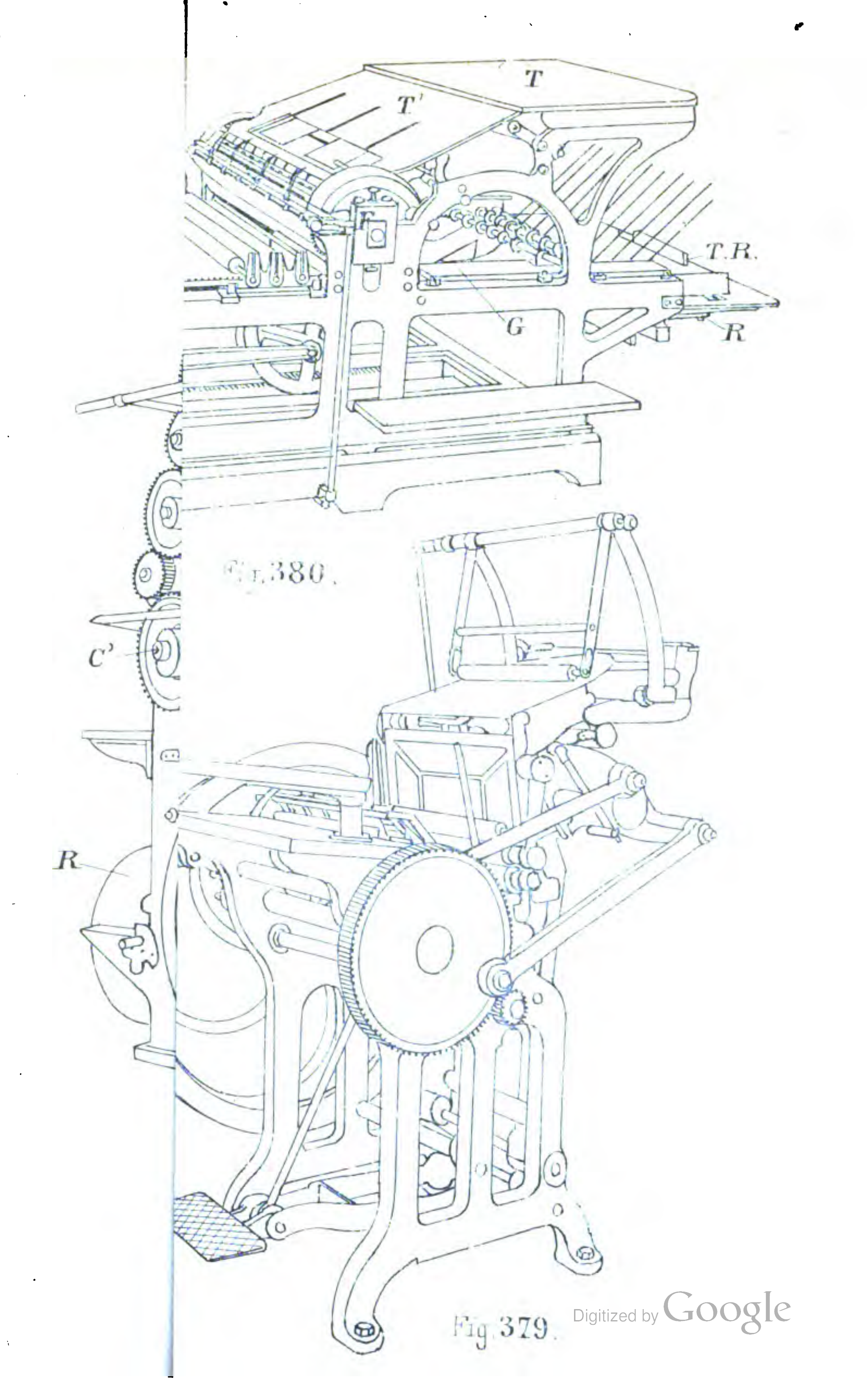


Fig. 380.

Fig. 379.

partie inférieure est munie d'une fente obturée par un rouleau dont la surface est garnie de caoutchouc. Le rouleau, en tournant, entraîne une mince couche d'encre qui est transmise aux rouleaux encreurs r r' r'' dont la fonction est de répartir l'encre sur la <u>table à encrer t</u>, lorsque celle-ci passera sous eux, en les soulevant légèrement.

La table à encrer, solidaire du marbre M, en passant sous les rouleaux <u>toucheurs K</u> chargera leur surface d'encre. Les toucheurs encreront au passage les caractères de la forme.

Les machines alternatives se construisent à <u>simple rouleau</u> (fig. 380) pour l'impression du recto d'une feuille; les machines à <u>double rouleau</u> servent pour l'impression recto verso.

Une machine à double rouleau est constituée par l'accouplement de deux machines à simple rouleau, l'impression du verso se faisant pendant la course de retour du marbre. Elle comporte deux systèmes encreurs, mais un seul distributeur de papier et un seul système de raquettes.

<u>Machines rotatives</u>. — Les <u>presses rotatives</u> (fig. 381) utilisent des clichés cylindriques obtenus par surmoulage de la forme plate ordinaire portant les clichés composés. Le cliché de surmontage est une feuille mince de métal que l'on enroule sur les cylindres clicheurs CC' (fig. 381).

La presse rotative est essentiellement constituée par un bâti qui comporte les paliers des axes de divers cylindres animés d'un mouvement de rotation continu.

Le fonctionnement de la machine est le suivant :

Le rouleau de papier à imprimer étant en R, la feuille est introduite sous les cordons guides, puis elle enveloppe le blanchet B. Le cylindre porte-cliché C a une génératrice de contact avec B, le cliché est encré par les rouleaux T en communication avec l'encrier E. Le blanchet B et le porte-cliché C tournent avec la même vitesse circonférentielle.

Le mécanisme de l'impression se comprend facilement.

La feuille, après impression, se rend généralement aux découpeuses-plieuses qui, pour l'impression des journaux, terminent le travail.

Une machine, comme celle figure 381, est susceptible de tirer 12.000 exemplaires de quatre pages à l'heure.

Les machines, alternatives ou rotatives, sont susceptibles d'effectuer l'impression en couleurs multiples ; des dispositifs spéciaux pour le repérage et le guidage des feuilles sont prévus à cet effet.

197 – Calandres.

197. **Calandres - Machines à imprimer les étoffes.** — Les calandres sont des machines essentiellement constituées par un bâti B (fig. 382), comportant les paliers des axes de cylindres R, C, C', à axes parallèles, l'écartement de ces axes étant variable.

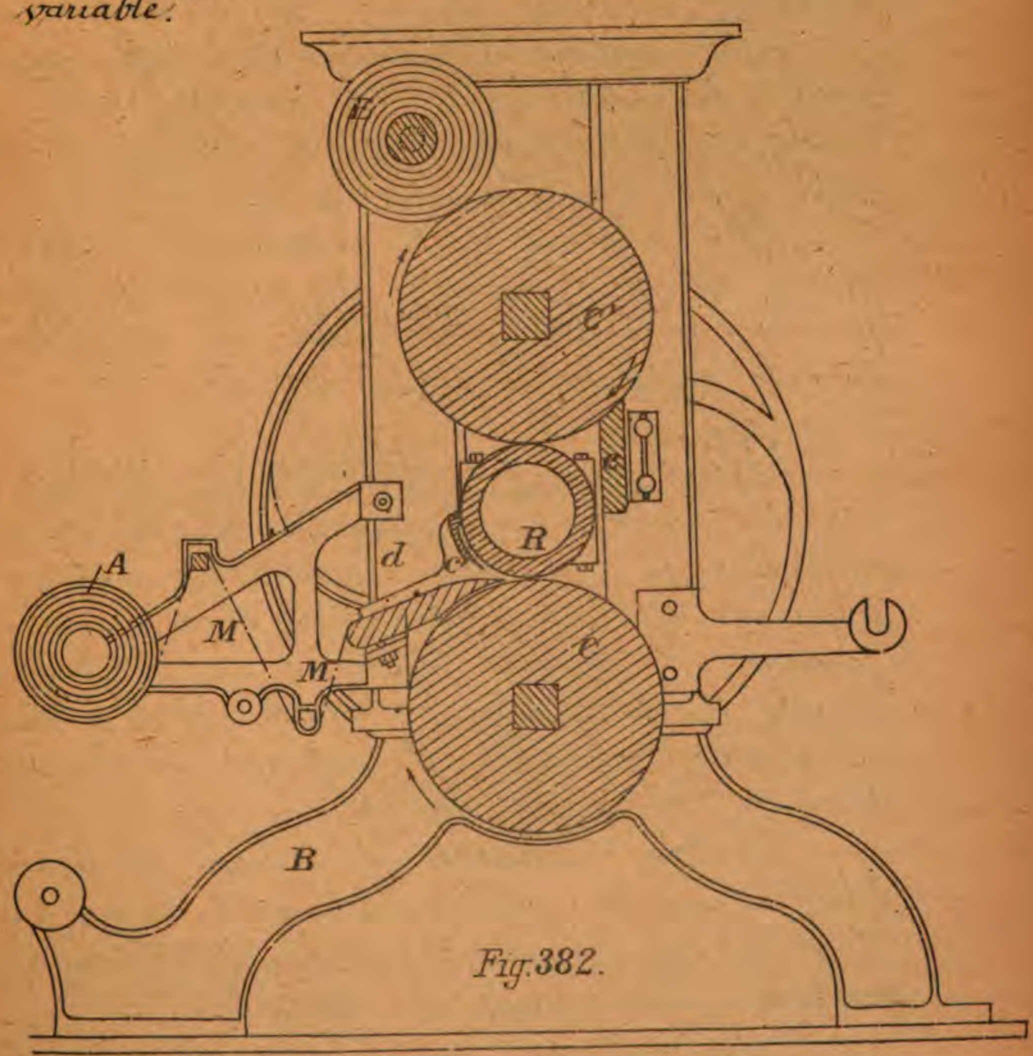


Fig. 382.

Le cylindre R est généralement métallique et creux. A l'intérieur de ce cylindre est établie une circulation d'eau chaude, de vapeur d'eau, d'air surchauffé, etc.., permettant de porter la surface cylindrique à une température déterminée.

La matière à calandrer M, étoffe, papier, feuille de caoutchouc, etc..., est enroulée en A, se développe pour passer entre R et C puis entre R et C' pour s'emmagasiner en E.

Les calandres sont généralement utilisées pour le séchage et le glaçage des papiers et étoffes, pour la vulcanisation des feuilles de caoutchouc, pour le repassage du linge, etc... etc...

Machines à imprimer les étoffes. —

Les machines à imprimer les étoffes (fig. 383), sont essentiellement constituées comme les machines à imprimer rotatives ; le blanchet R est généralement commun à plusieurs rouleaux porte-clichés C, et est constitué par un cylindre R de calandre ; ce cylindre est creux et réchauffé comme nous l'avons indiqué ci-dessus.

L'étoffe E venant du rouleau d'alimentation s'enroule autour du blanchet sur environ 200° et est imprimée à chaud lors de son passage aux contacts des cylindres C. —

Les rouleaux C' sont des rouleaux encreurs.

Figure 383.

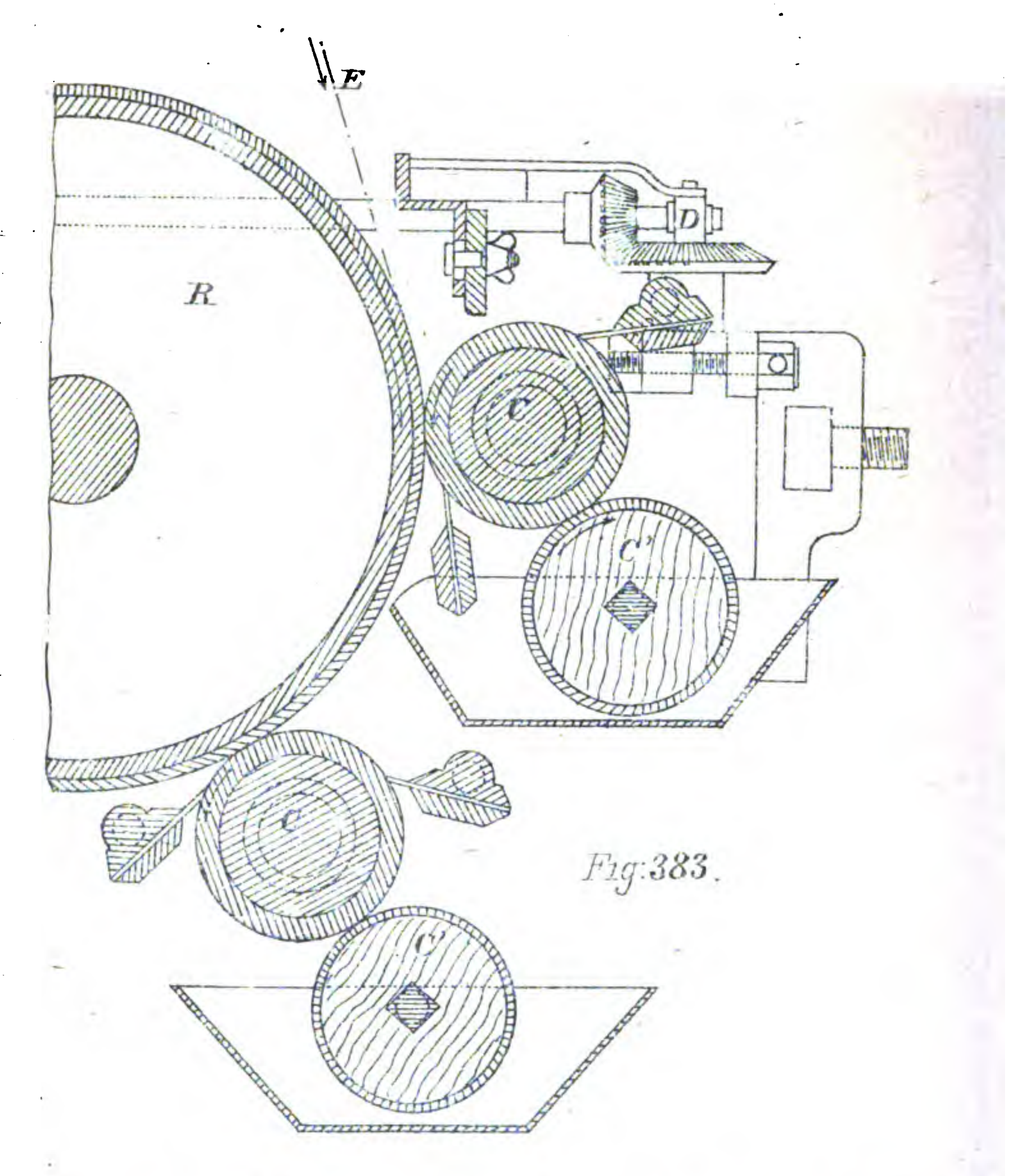


Fig: 383.

198. — Essoreuses. — Les essoreuses sont des machines destinées à séparer les matières de caractéristiques différentes, par l'action de la force centrifuge agissant sur la masse.

Une essoreuse (fig. 384) est essentiellement constituée

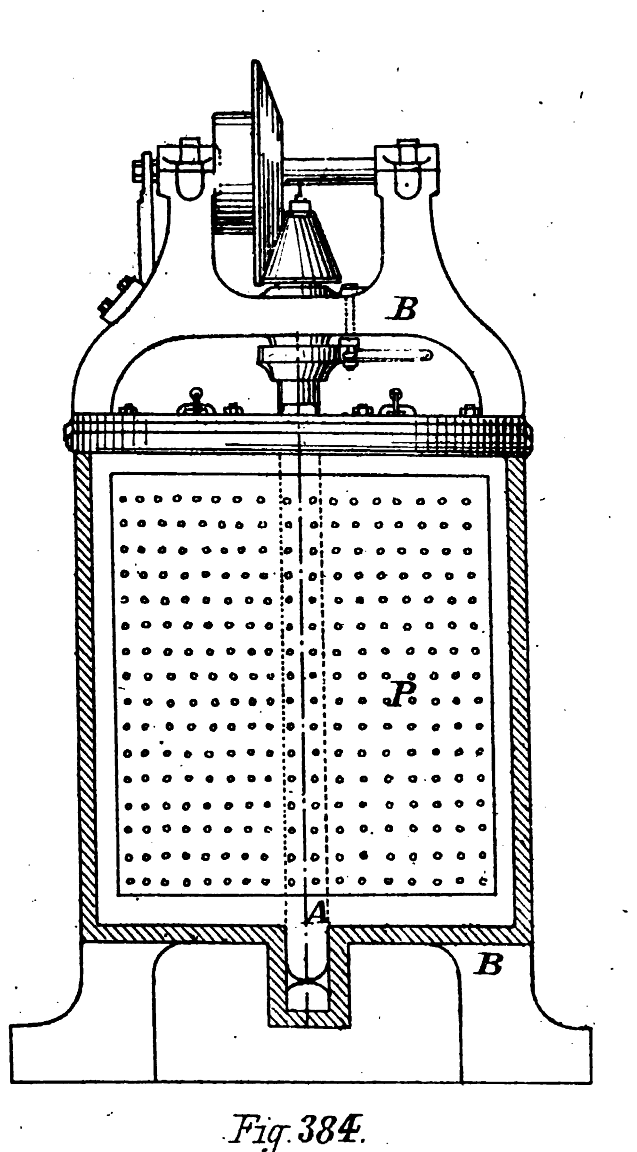


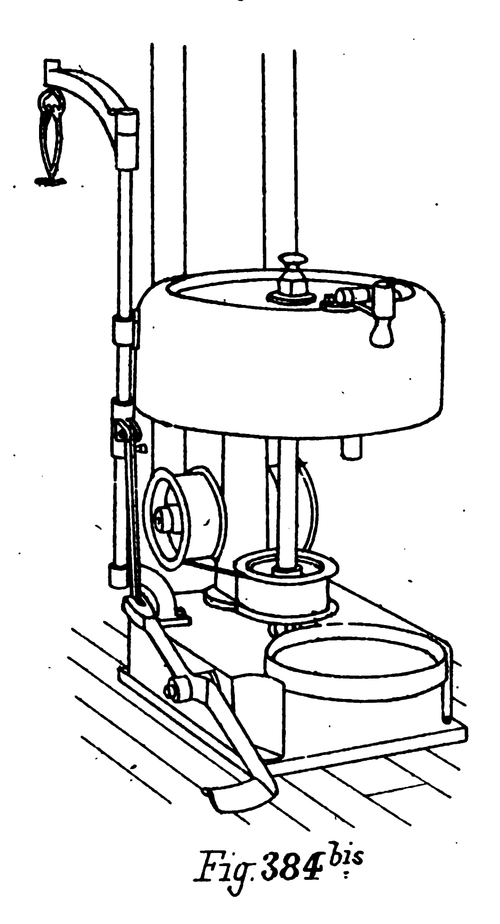
Fig. 384.

par un bâti B dont une partie constitue un récipient de forme généralement cylindrique.

Un axe A situé dans l'axe du récipient du bâti est animé d'un rapide mouvement de rotation (800 à 2000 tours minute).

Un panier cylindrique P dont la paroi est constituée soit par une tôle perforée (fig. 384) soit par une toile métallique, reçoit la matière à traiter.

La machine peut être mue à la main ou au moteur, la commande de l'arbre A comporte généralement un dispositif de transmission de mouvement par friction, cône ou cylindrique.


Fig. 384 bis

Les essoreuses sont employées : en mécanique pour la séparation de l'huile des copeaux de tours (fig. 384 bis) en blanchisserie et en teinturerie pour le séchage des linges et étoffes; elles sont employées sous divers noms pour la préparation de matières, telles que le beurre (écrémeuses), pour la séparation de matériaux de diverses grosseurs (tamis rotatifs), etc... etc...

199. — **Machines à coudre.** — Les machines à coudre (fig. 385) sont essentiellement composées d'un bâti fixe dont une partie, la tête T, comporte le mécanisme actionnant l'aiguille A animé d'un mouvement rectiligne alternatif pendant laquelle elle traverse les épaisseurs de matière à réunir. L'aiguille entraîne dans son mouvement le fil d'aiguille dont le développement et la tension sont assurés par un système d'ailes et de freins solidaires de la tête de la machine.

Le fil de navette est généralement bobiné à l'intérieur d'une navette circulaire, dont l'axe est horizontal et animé d'un mouvement de rotation continu.

L'avancement automatique de la matière à coudre est assuré par un dispositif de griffes à serrage intermittent.

Les machines à coudre peuvent être mues à la main, à la pédale ou à la transmission ; elles sont d'un usage très répandu dans de nombreuses industries. Les machines les plus puissantes sont utilisées dans les fabriques de chaussures et dans les fabriques d'objets de bourrellerie.



Fig. 365.

Les machines à coudre se classent d'après le genre des points qu'elles donnent, en machines : à point de chaînette à un fil ; à point de surjet ; à point de navette à deux fils ; à double point de chaînette à deux fils ; pour chaussures, etc....

---

§ V - Engins de levage.

200 - **Leviers.** - Les leviers sont des machines simples constituées par une barre de matière résistante : bois ou métal et destinée à soulever ou à déplacer une charge.

Nous avons vu dans la première partie que les leviers se divisent en trois genres et nous avons examiné les conditions d'équilibre de cette machine.

201 - **Treuils.** - Les treuils sont essentiellement constitués par un bâti fixe B dont sont solidaires les paliers où peuvent tourillonner l'arbre A comportant le tambour T d'enroulement du câble.

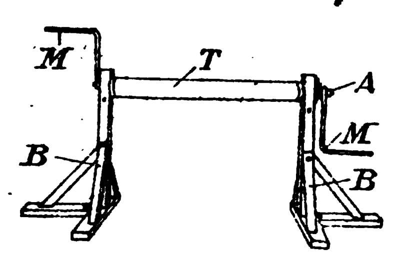


Fig. 386.

Les manivelles M servent à donner au tambour son mouvement de rotation.

Le treuil (fig. 386) est utilisé pour l'élévation de faibles charges. Pour pouvoir modérer la descente, on installe en général un frein à corde dont le brin tendu est solidaire du bâti, le brin mou étant tenu par la main de l'ouvrier.

Lorsque les charges à enlever sont plus considérables, on utilise le treuil différentiel dont les organes essentiels ne diffèrent pas de ceux du treuil (fig. 386), sauf en ce qui concerne le tambour T qui est alors à deux diamètres (fig. 387).

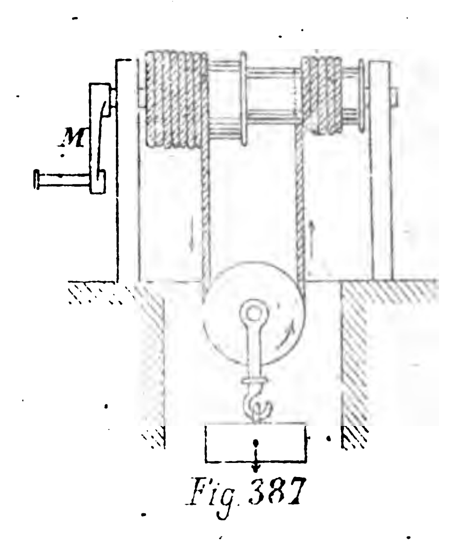


Fig. 387

Pour les charges élevées, on utilise les treuils à démultiplication par engrenages (fig. 388).

Ces treuils sont mus à la main ou au moteur; en général, un dispositif d'embrayage (manette m) permettant le déplacement du pignon E" suivant la flèche et son dégrènement d'avec E'', permet, pour la descente, d'isoler l'organe de commande. Le frein F, manœuvré par le levier L.F.

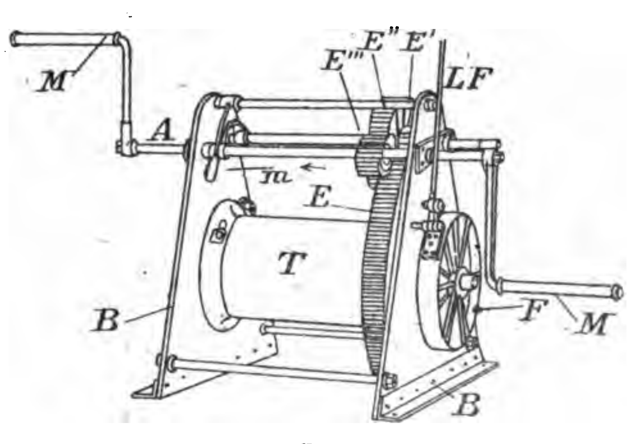


Fig. 388.

assure la régularité du mouvement de descente. Il existe des systèmes comportant l'arrêt automatique de la charge dès que la force déterminant la marche du treuil cesse d'agir.

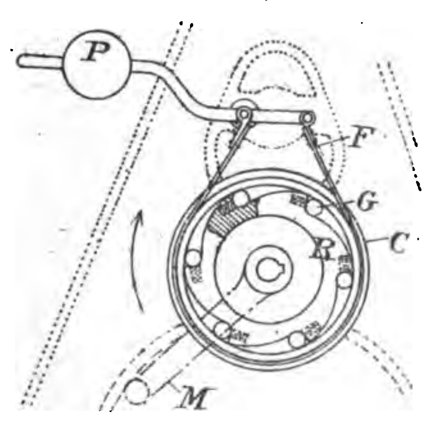


Fig. 389.

La figure 389 représente l'un de ces dispositifs. L'axe de la manivelle comporte une roue R à galets G dite roue libre. La cuvelle C est constamment immobilisée par l'action du frein F dont le serrage est déterminé par le contre-poids P.

Lorsque l'effort moteur cesse, la roue R tend à tourner en sens inverse de la flèche, les galets G se coincent entre la surface intérieure de C et les

rampes des dents de la roue R. Comme la cuvette C est immobilisée, la charge l'est aussi. Pour déterminer le mouvement de descente, il faut desserrer le frein F en soulevant le poids P.

Le treuil des carriers (fig. 390) se compose d'un tambour horizontal T reposant sur deux paliers, ce tambour comporte à l'une de ses extrémités une roue R de 4 à 6 mètres de diamètre sur le pourtour de laquelle sont fixées des chevilles C. Un ou plusieurs hommes marchent sur ces chevilles, et c'est leur poids qui détermine le mouvement de rotation du système.

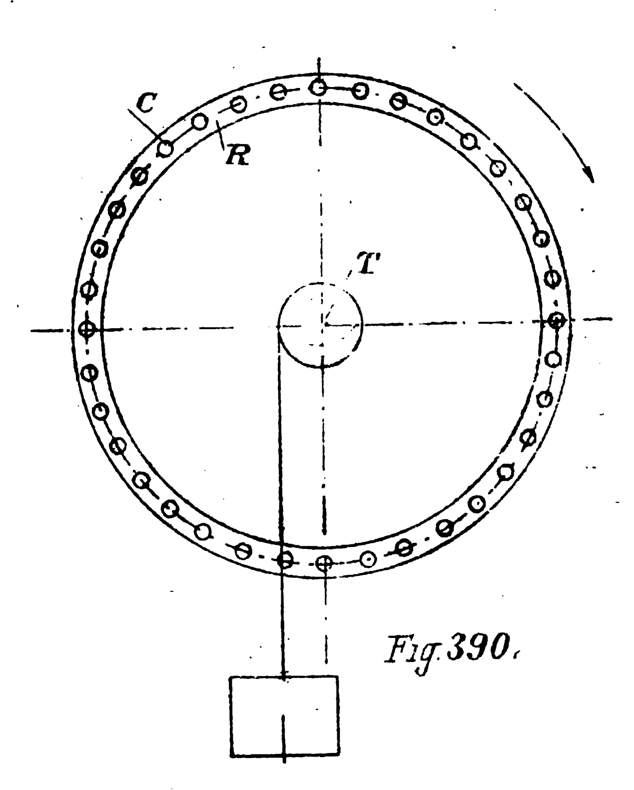


Fig. 390.

202. Cabestans.

Les cabestans (fig. 391) sont des treuils à axe vertical qui sont utilisés pour déplacer, sur de longues distances, des corps offrant une résistance assez considérable à leur déplacement.

Ils sont essen-

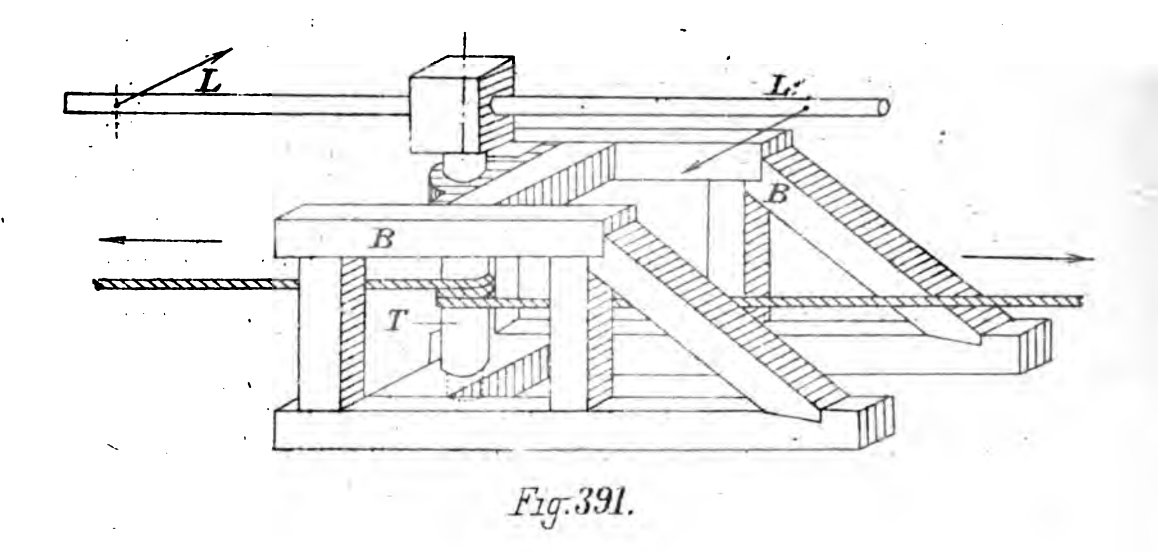


Fig. 391.

tiellement constitués par un bâti B fixe, par un tambour T pouvant tourner autour de son axe sous l'action des efforts appliqués aux leviers L.

La figure 392 représente un cabestan métallique dont les leviers L sont mobiles.

Fig. 392.

Les rochets R servent à éviter le retour en arrière de la charge.

Les cabestans peuvent être mus mécaniquement (cabestans électriques, à vapeur, etc.)

203 — Crics. — Les crics sont des engins de levage généralement portatifs, essentiellement constitués (fig. 393) par un socle C, reposant sur le sol, et par une tige T à crémaillère guidée dans le socle et dont l'extrémité t est engagée sous le fardeau à soulever ou à déplacer. La tige T peut être manœuvrée à l'aide d'une roue dentée P engrenant avec la crémaillère. Une manivelle M permet de déterminer le mouvement de rotation de P dont l'axe tourillonne dans des paliers qui sont solidaires du socle C.

Un dispositif à rochet (fig. 394) est généralement prévu sur l'axe de P, pour permettre de maintenir la charge soulevée et éviter le retour en arrière de la manivelle.

Les crics se font avec socle en bois ou en métal, à simple engrenage (fig. 393),

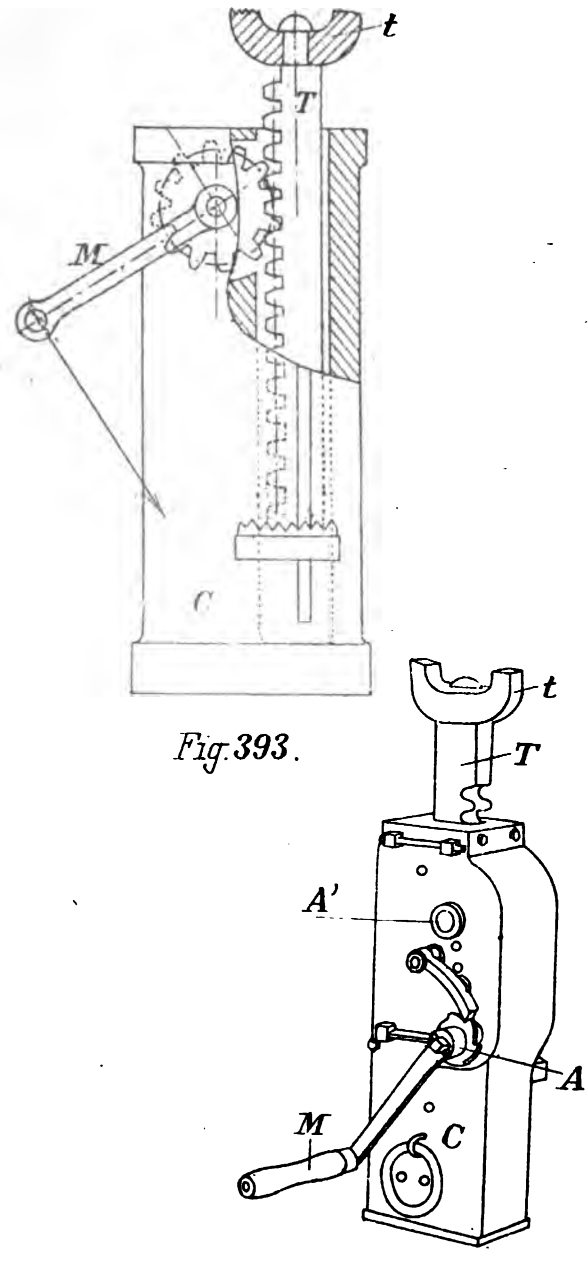


Fig. 393.

Fig. 394.

à double engrenage (fig. 394). [A axe de la manivelle et du pignon moteur, A' axe du groupe de pignon dont un, de grand diamètre, engrène avec le pignon solidaire de A et l'autre, de diamètre plus petit, engrène avec la crémaillère].

Les crics se font pour soulever des charges jusqu'à 5000 kilogs.

204. — **Vérins.** — Les vérins se classent en deux catégories bien distinctes : (a). Vérins mécaniques. (b) Vérins hydrauliques.

(a). **Vérins mécaniques.** — Les vérins mécaniques (fig. 395) sont essentiellement constitués par un socle reposant sur le sol et par une vis à filet carré V dont l'écrou E est solidaire du socle S.

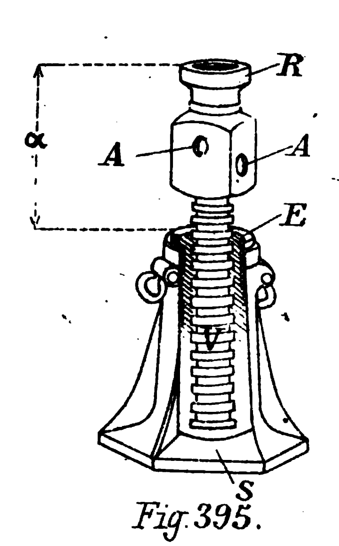


Fig. 395.

La vis V se termine par une rondelle d'appui R, pouvant tourner folle sur l'extrémité de vis formant axe.

Le vérin est introduit sous la charge à soulever la charge reposant en E. A l'aide d'un levier introduit successivement

dans les alvéoles A du corps de la vis, on fait tourner celle-ci autour de son axe.

La vis se déplaçant dans son écrou, la distance s tend à augmenter pour une rotation suivant la flèche. Le retour en arrière, sous l'influence de la charge, n'est pas à craindre, le pas de la vis étant tel que l'irréversibilité du mouvement de cette dernière est toujours assuré.

Le vérin est destiné à soulever de lourdes charges (jusqu'à 50 tonnes environ) pour de petits déplacements). La vis travaillant en compression est exposée à flamber si sa longueur au-dessus de son écrou devient trop considérable.

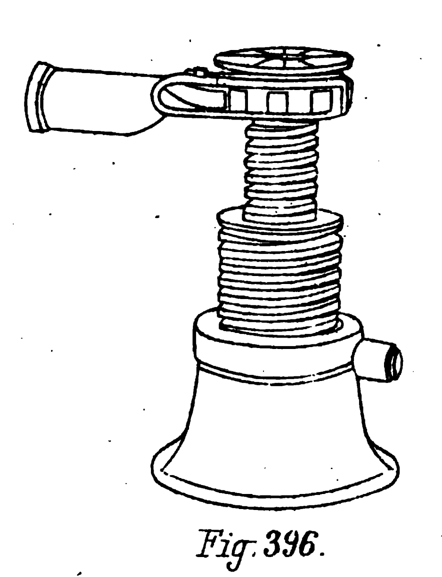


Fig. 396.

Pour admettre des différences de niveau plus importantes, on construit des vérins (fig. 396) dont l'écrou constitue une vis à filet carré (dont l'inclinaison de filet assure l'irréversibilité) qui permet de diminuer la longueur libre de la vis lorsque la course du vérin doit être importante.

On emploie un grand nombre de systèmes de vérins mécaniques ; nous signalerons le système à écrou tournant (fig. 397).

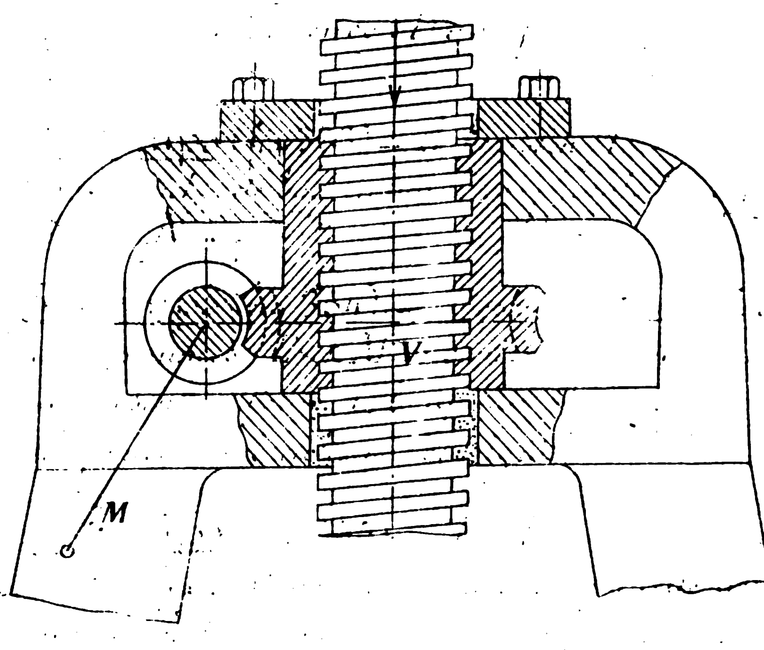


Fig. 397.

La vis V ne tourne pas, guidée par un clavetage dans le bâti, l'écrou E tourne sous l'action du dispositif roue et vis sans fin actionné par l'intermédiaire de la manivelle M. Ce dispositif n'est plus employé généralement que pour les faibles charges.

(b) Vérins hydrauliques. — Les vérins hydrauliques (fig. 398) sont essentiellement constitués par un socle S formant cylindre d'un piston plongeur P. L'espace libre E est rempli par l'eau sous pression venant d'une pompe ou d'une

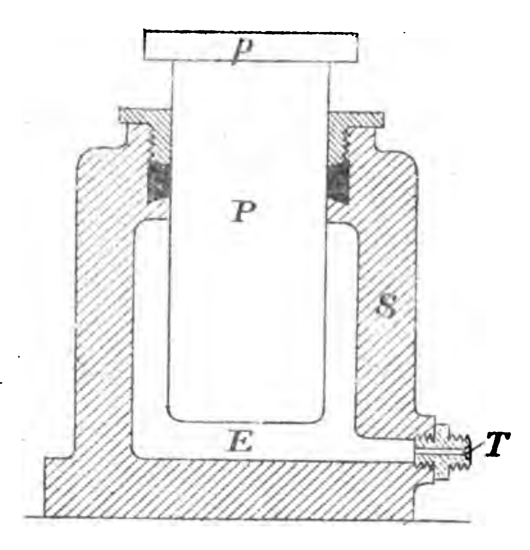


Fig. 398.

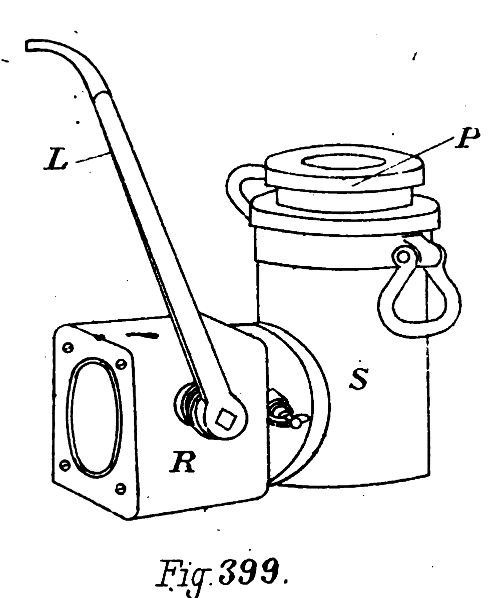


Fig. 399.

canalisation.

La pression de l'eau appliquée sur la surface du piston est l'effort moteur pour le déplacement de P et de la charge qui est appliquée à son extrémité p.

On emploie des vérins hydrauliques (fig. 399) dont la pompe R est solidaire du socle S tel que figure 399.

La pompe est actionnée par l'intermédiaire du levier L. Un dispositif de robinets est prévu pour permettre l'usage du liquide en cycle fermé, ce qui permet l'utilisation économique de liquides incongelables.

205. Moufles et palans.

205. — Moufles et palans. — Le moufle est l'assemblage de plusieurs poulies montées sur une même chape ou sur un même axe.

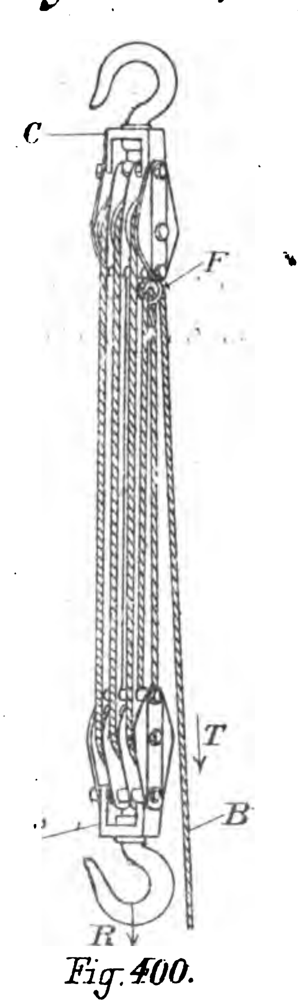


Fig. 400.

Le palan est composé de deux moufles, dont l'un est solidaire du point fixe et dont l'autre supporte la charge à élever ou à déplacer.

Les poulies des moufles sont reliées entre elles par un câble ou une chaîne dont une extrémité est solidaire de la chape fixe, l'autre extrémité étant libre.

Soit figure 400 un palan dont la chape C est solidaire d'un point fixe et la chape C' est solidaire du fardeau à enlever. L'effort de traction s'exercera sur l'extrémité libre B du cordage, l'autre extrémité étant fixée à la chape C au point F. Les palans se construisent à deux ou à plusieurs poulies, la charge enlevée, pour un effort de traction constant sur B, est égale au produit de cet effort par le nombre de poulies mouflées dans

chacune des chapes, c'est-à-dire que pour le palan (fig. 401) on a $T \times 3 = R$.

Le palan différentiel (fig. 401) est essentiellement constitué par deux moufles M et M, et une chaîne sans fin C qui s'enroule d'abord autour d'une poulie P puis sur P', enfin sur P" qui peut tourner solidairement avec P; le diamètre de P" étant plus petit que celui de P.

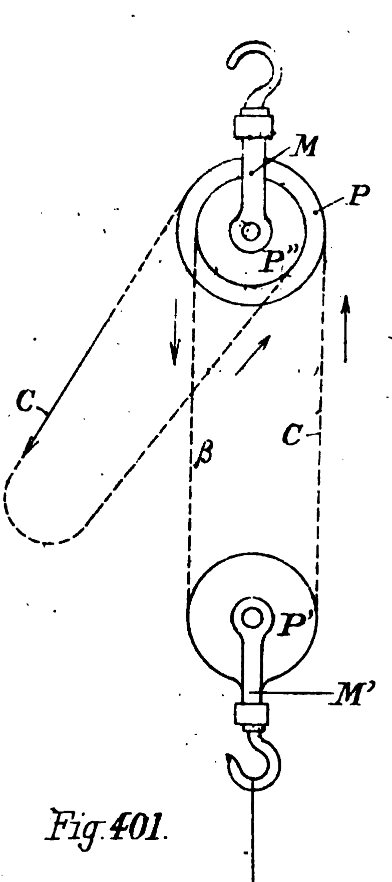


Fig. 401.

L'effort de traction T est dans ce cas égal à l'effort résistant multiplié par le rapport de la différence des rayons de P et P" au diamètre de P.

$$T = R \times \left(\frac{r \text{ de } P - r \text{ de } P''}{2r \text{ de } P} \right)$$

Les palans utilisant une chaîne sont dénommés palans à noix.

206 — Chèvres. — La chèvre ordinaire (fig. 402) se compose d'un bâti AB, portant un treuil O, autour duquel s'enroule une corde $\alpha\beta\gamma$. Ce treuil reçoit l'action d'une puissance T qui s'exerce à l'extrémité

d'un ou plusieurs leviers de longueur L.

La corde passe à la partie supérieure de la chèvre sur une poulie O', dont l'axe est solidaire du bâti, elle descend sous une poulie C, solidaire de la charge à enlever et remonte pour s'accrocher au bâti de la chèvre en D.

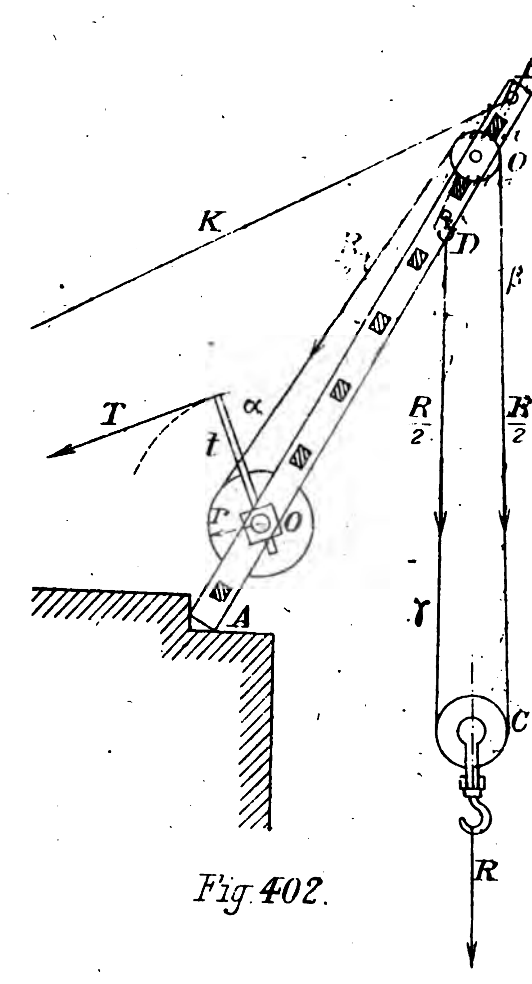


Fig. 402.

Le travail de la puissance P pour un tour de treuil est $T \times 2\pi l$, la condition d'équilibre est donc:

$$\frac{T}{R} = \frac{r}{2l}$$

Les efforts exercés sur les points d'appui par la charge R sont absorbés par la résistance du sol en A et par la résistance du câble, de réaction K, fixé d'une part au sommet de la chèvre et d'autre part à un point fixe du sol.

On munit parfois les chèvres de palans

lorsqu'il s'agit d'enlever de très lourdes charges, le palan a son point d'accrochage en O!

207. – Grues. – Une grue (fig. 403) est essentiellement constituée par un fut vertical F, solidaire d'un bâti B en empêchant le renversement. Solidaire de F et s'en éloignant se trouve la volée V, enfin un tirant K réunit le sommet f du fut F à l'extrémité v de la volée V.

Un système de palan P, P', ou de moufle, mû par treuil O permet le soulèvement de la charge R.

Les conditions d'équilibre de cet engin sont les mêmes que celles de la chèvre.

Les vecteurs tracés en pointillé sur la figure indiquent la décomposition de la charge et l'action de chacune des composantes sur les organes constitutifs de la grue.

Les grues peuvent se classer en plusieurs catégories.

(a) Grues fixes. – Sont celles dont le fut F est scellé au bâti de la machine ou au sol; cette grue est rarement employée.

(b) Grues à pivot. – Sont celles (fig. 403) dont le fut est monté sur le bâti ou le sol de telle façon qu'il puisse tourner autour de son axe permettant, une fois la charge soulevée, de la déplacer et de la déposer en un point quelconque de la circonférence qu'elle peut décrire autour de l'axe du fut ou pivot.

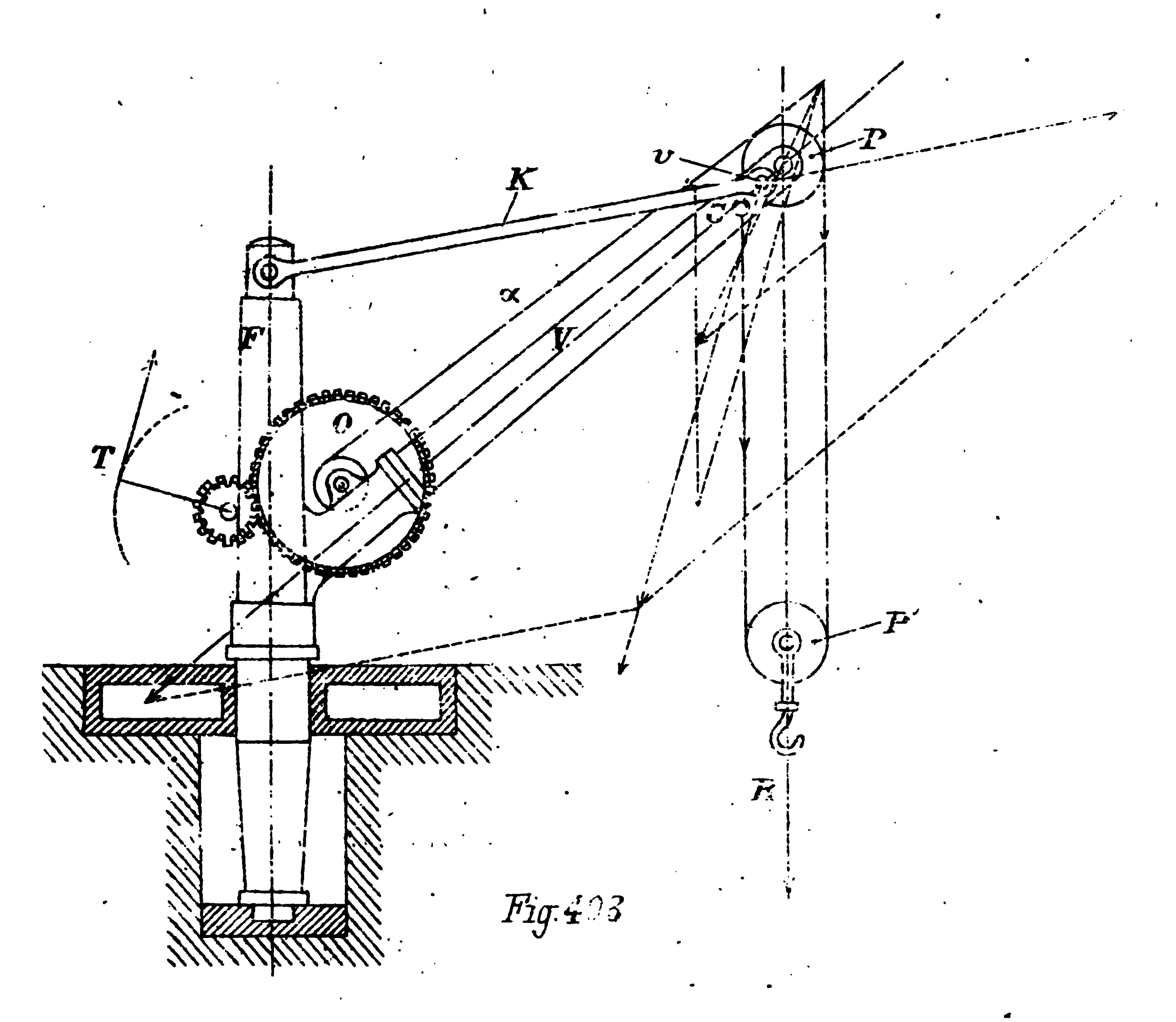


Fig. 403

(c) Grue à volée mobile. — Elle est essentiellement constituée (fig. 404) comme les précédentes ; mais, de plus, le tirant K peut être allongé ou raccourci la volée V étant articulée en A au fut de la machine.

La faculté qu'a la volée de pouvoir s'incliner

plus ou moins par rapport à la verticale, fait que la charge R peut être dans le cas d'une grue à pivot, déposée en un point quelconque du <u>cercle</u> ayant pour rayon la longueur de la volée et pour centre l'axe du pivot.

Pour les grues devant enlever de lourdes charges, on est obligé, pour éviter les effets de renversement, d'équilibrer, au moins partiellement, la charge à enlever par un ballast monté à l'extrémité d'un encorbellement symétrique à la volée. Dans cette catégorie peuvent être rangées toutes les grues locomobiles telles que figure 405.

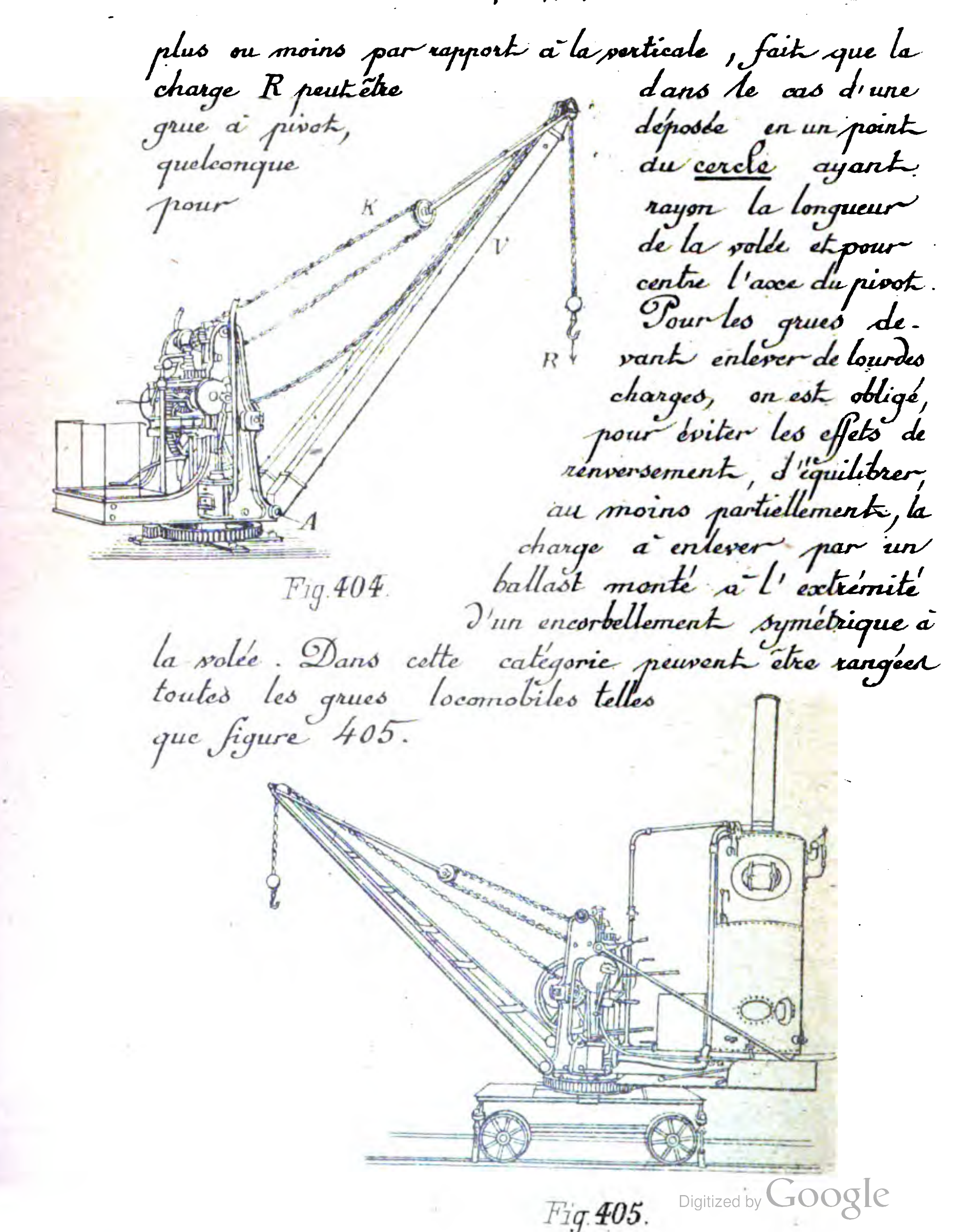


Fig. 404.

Fig. 405.

Le treuil des grues peut être mû à la main (fig. 403) ou mécaniquement par machine à vapeur (fig. 404 et 405), par moteur électrique, à air comprimé, etc.....

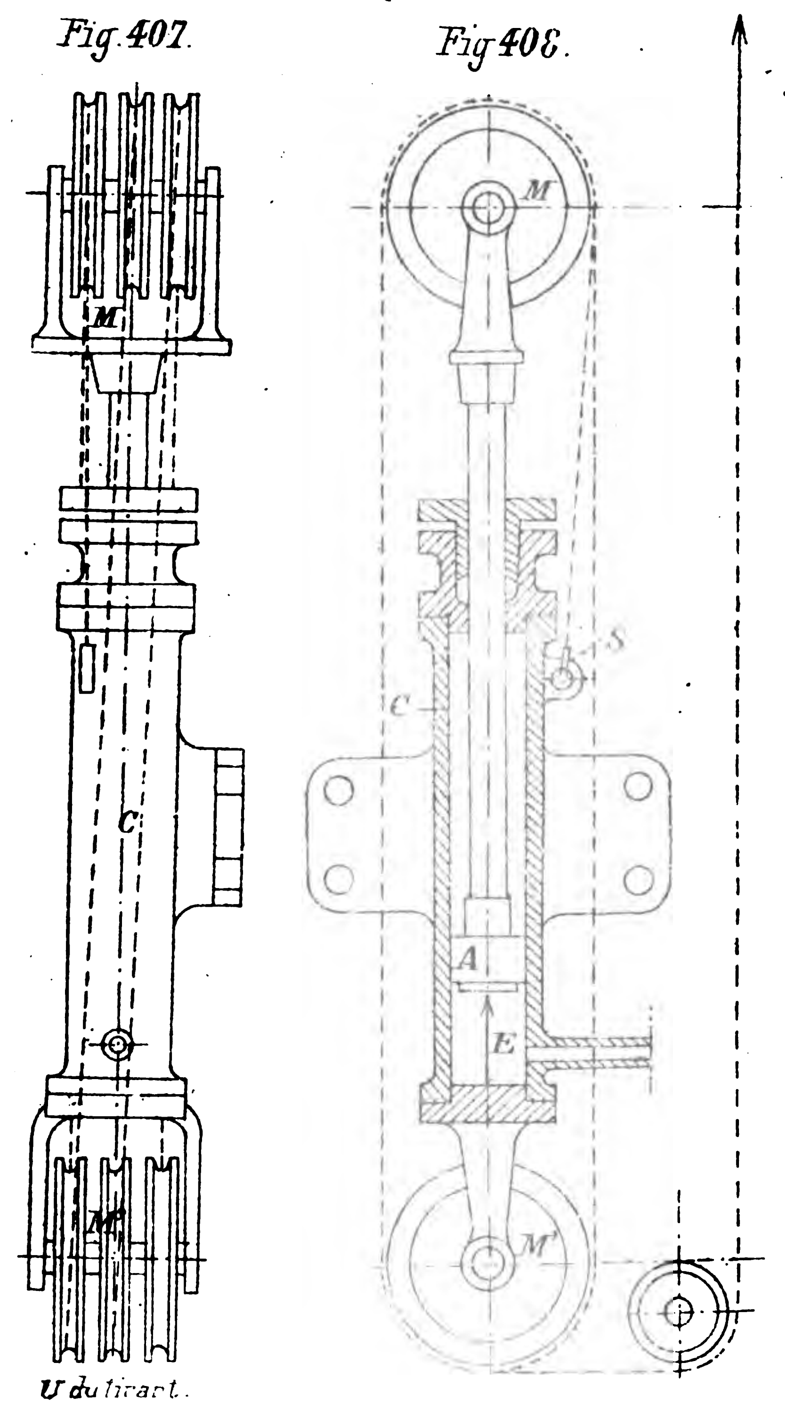
Les grues hydrauliques (fig. 406) peuvent être constituées comme celle représentée par la figure avec volée et tirant assemblés, le tirant étant horizontal et constituant le rail du chariot comportant la poulie de renvoi de la chaîne du palan hydraulique P.

Fig. 406.

Ce palan hydraulique est constitué essentiellement (fig. 407 et 408) par un cylindre C dans lequel peut se mouvoir un piston A. L'eau sous pression introduite dans l'espace E tend à repousser le piston.

A l'extrémité de la tige du piston est monté un moufle M, un autre moufle M' est monté solidaire du cylindre.

La chaîne du palan M-M' a l'extrémité d'un de ses brins solidaire en S du cylindre C,



l'autre brin constitue la chaîne de relevage de la charge, cette chaîne après avoir embrassé la poulie A (fig. 407) est fixée à l'extrémité V du tirant.

Le chariot C sert au déplacement de la charge ; il comporte les poulies de renvoi de la chaîne de traction.

Ce système étant complété par des poulies solidaires du bâti.

__Ponts roulants.__

208. — __Ponts roulants.__ — Les ponts roulants sont essentiellement constitués (fig. 409) par une poutre P ou

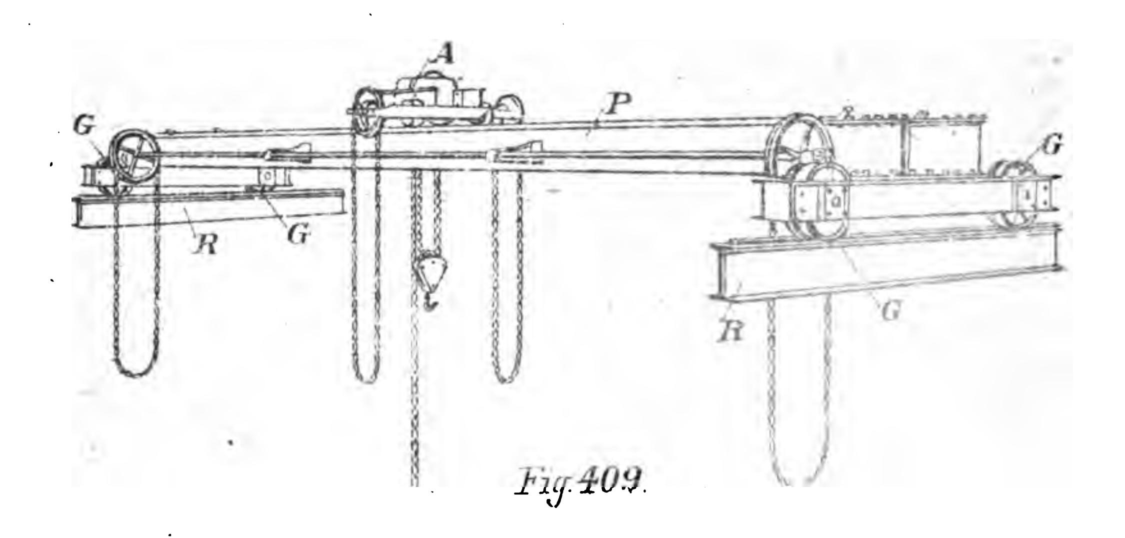


Fig. 409.

__pont__ muni à chacune de ses extrémités d'un dispositif à galets de roulement G permettant le déplacement du pont sur des rails R fixes.

Sur le pont P, formant rail, peut se déplacer le moufle ; son treuil A, monté sur roues, constituant l'engin de levage proprement dit. Les mouvements de l'engin de levage A et du pont P sur leurs rails respectifs sont commandés par des dispositifs divers, à la main par roues et crémaillère, par moteur électrique et crémaillère, par entraînement des roues G par un moteur, etc....

Dans certains cas le pont P comme figure 410, comporte des pylônes K dont les extrémités reposent sur les rails fixés au sol. Dans les installations

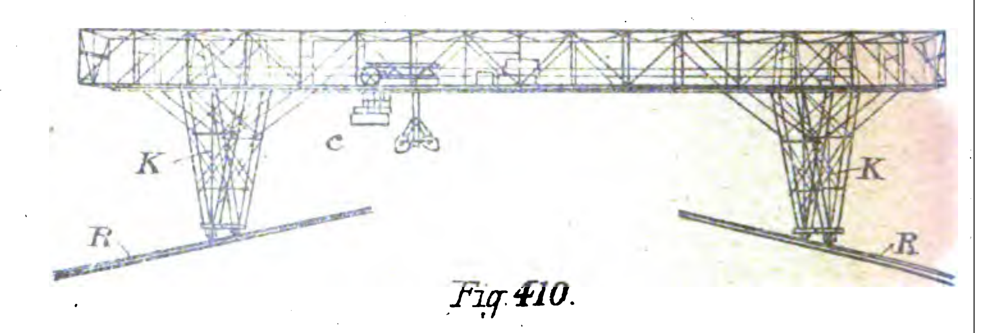


Fig. 410.

du genre de celle figure 410, l'homme chargé de la manœuvre de l'engin de levage et du pont est à demeure dans une cabine C se déplaçant avec l'engin de levage pour permettre la précision des manœuvres.

Ces ponts roulants peuvent avoir leurs divers mouvements commandés à la main (fig. 409), ou mécaniquement par moteurs électriques (fig. 410), à air comprimé, à vapeur, etc....

209. – Monte-charges. – Ascenseurs. —

Les monte-charges et ascenseurs sont des machines destinées à élever les objets ou les personnes d'un niveau déterminé à un autre niveau.

Ils peuvent se classer en deux catégories :

(a) - Monte-charges et ascenseurs intermittents ;

(b) - Monte-charges et ascenseurs continus.

(a). Monte-charges et ascenseurs intermittents. — Les monte-charges (fig. 411), et ascenseurs (fig. 412) intermittents sont essentiellement constitués par une benne ou cabine B dans laquelle sont placés les objets ou les personnes à élever ; la benne est guidée dans ses déplacements verticaux par des montants constituant la cage.

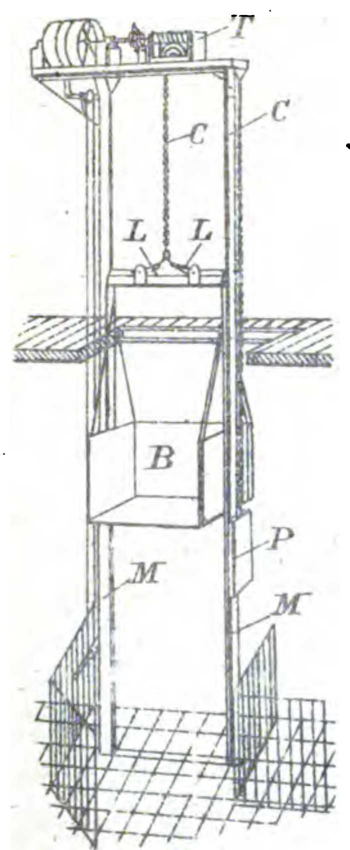


Fig. 411.

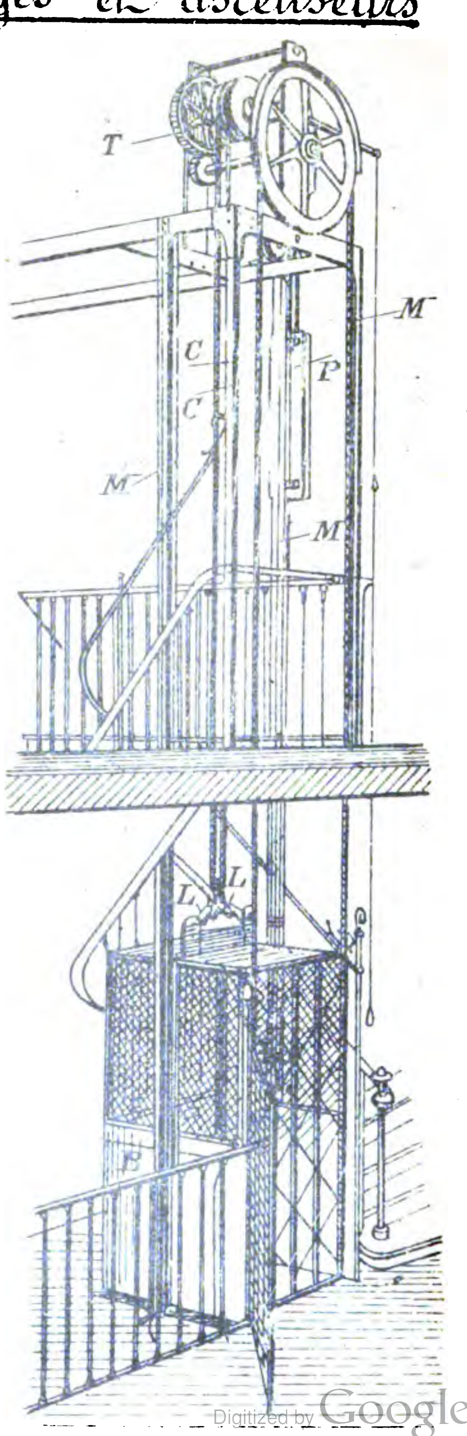


Fig. 412.

L'élévation de la benne peut se faire par traction ou par refoulement.

Élévation par traction. — Pour l'élévation de la benne par traction, on emploie généralement pour l'élévation à de faibles hauteurs (0 à 30 mètres environ) le dispositif suivant :

Une ou plusieurs chaînes ou câbles sont fixés au sommet de la benne ; ces chaînes ou câbles embrassent un système treuil T puis, passant sur des poulies de renvoi, vont se fixer à un contre poids P guidé par les montants M de la cage. Le poids P équilibre une partie du poids de la benne.

Le fonctionnement de ce système se conçoit facilement.

Pour les élévations à grande hauteur, par exemple, pour l'élévation des bennes de mines, le câble de traction s'enroule sur le tambour d'un treuil de grandes dimensions, le poids de la benne n'est plus équilibré par contre-poids, le poids des chaînes et câbles développés étant bien supérieur à celui de la benne même chargée.

Les treuils des monte-charges ou ascenseurs à élévation par traction sont mus par moteurs électriques, à vapeur, à air comprimé, etc.....

Élévation par refoulement. — Dans le cas des ascenseurs mûs par poussée au-dessous de la benne (fig. 413), un piston plongeur K est

fixé sous le plancher de la benne B, il plonge dans un cylindre R enfoncé dans le sol ; le guidage du piston est simplement assuré par la presse-étoupe assurant l'étanchéité du cylindre, les déplacements verticaux de K sont assurés par le fait que la cabine est guidée par ses montants.

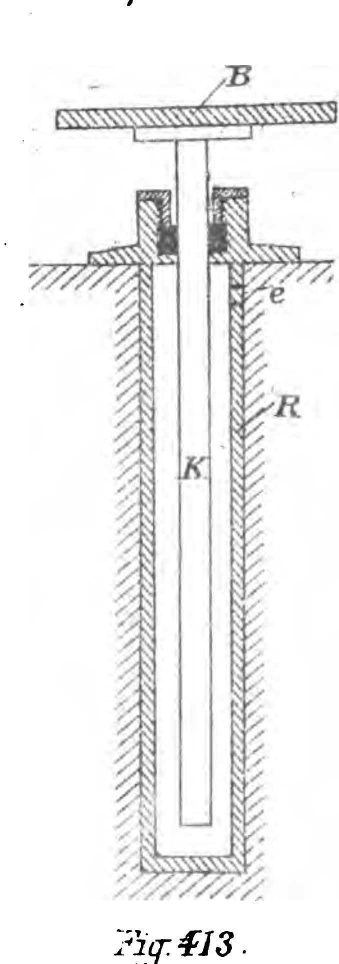


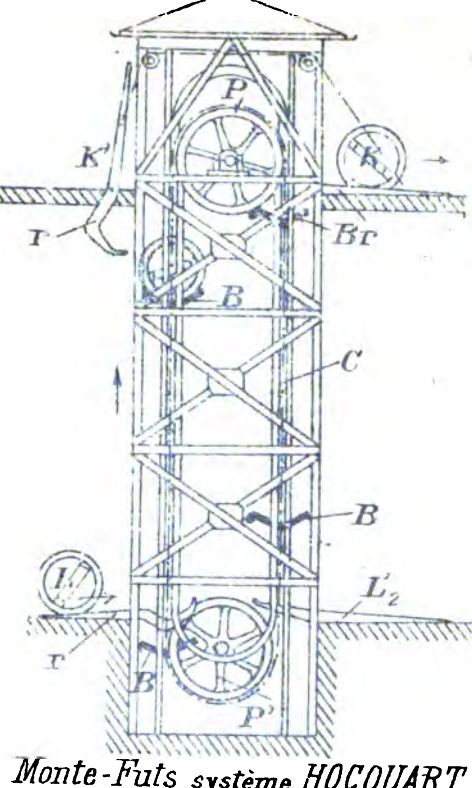
Fig. 413.

Le fluide sous pression est introduit et évacué en e.

Le fluide employé est généralement de l'eau sous pression. La pression de l'eau est due à l'action d'une charge naturelle, d'un accumulateur hydraulique, de l'air comprimé, d'une pompe, etc.....

Le mode d'élévation par refoulement est généralement réservé aux ascenseurs pour hauteurs n'excédant pas 20 mètres.

(b) - Monte-charges et ascenseurs continus. — Les monte-charges et ascenseurs continus



Monte-Futs système HOCQUART
Fig. 414.

peuvent se diviser en deux groupes principaux : 1° les monte-charges continus à élévation verticale. — 2° les monte-charges et ascenseurs continus à élévation oblique.

1° Les monte-charges continus à élévation verticale. sont essentiellement constitués (fig. 414) par deux poulies P et P' et par une chaîne sans fin C enveloppant ces poulies.

Des bennes de forme appropriées B sont solidaires de la chaîne.

La poulie P est animée d'un mouvement de rotation continu.

Le fonctionnement d'un pareil dispositif se conçoit facilement et est analogue au fonctionnement des dragues, norias, pompes à chapelets, etc.....

Le monte-fût système Hocquart, représenté figure 414 comporte des dispositifs spéciaux pour permettre à cette machine de servir pour monter les fûts et pour redescendre par le simple changement du sens de rotation des poulies P.

Les chantiers r sont constitués par deux lames entre lesquelles peuvent passer les chariots porte-fûts B, ces derniers, de par leur mode d'attache sur les chaînes C, restent constamment parallèles à eux-mêmes. Un fût chargé en K est déchargé en L, et un fût chargé en K' est déchargé en L'.

2°.- Monte-charges et ascenseurs continus à élévation oblique. — Les monte-charges et ascenseurs continus sont essentiellement constitués par une toile sans fin (fig. 415 et 416) enveloppant deux tambours T à axes parallèles, mais situés dans des plans différents.

Le tambour situé dans le plan le plus élevé est moteur et est animé d'un mouvement de rotation continu. Les objets ou les personnes à transporter sont placés sur la surface supérieure du tapis et sont entraînés

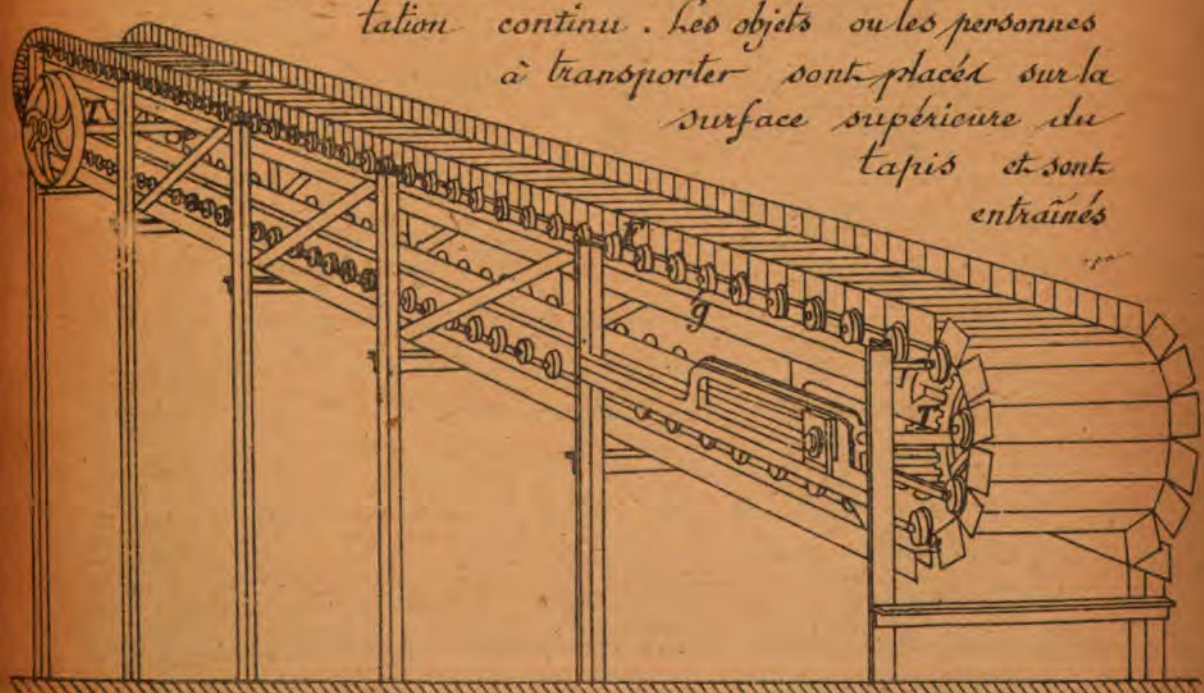


Fig. 475.

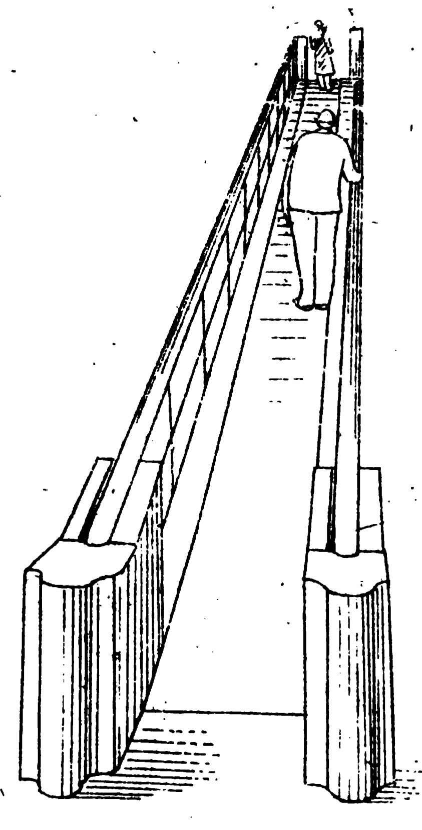


Fig. 416.

par adhérence.

La toile peut être constituée par une série de pièces assemblées (fig. 415) comportant des galets guides g se déplaçant sur un rail fixe, ou par une courroie (fig. 416) guidée sur une série de rouleaux tournants dont les paliers supports de l'axe sont fixes et solidaires de la charpente.

Lorsque le chemin à parcourir par de tels monte-charges n'est pas en ligne droite, il se compose de tronçons droits raccordés par un monte-charge continu à élévation oblique et en courbe.

Le mécanisme le plus employé pour ce genre de monte-charges en courbe est celui Système Hocquart, constitué essentiellement par une série d'arbres a, a', a", et comportant des disques d.

Les axes des arbres A sont convenablement disposés pour converger vers l'axe de la surface hélicoïdale à déterminer. Leurs paliers sont fixes et solidaires de la charpente. Les disques d ont pour mêmes axes des diamètres décroissants.

Les objets à transporter sont amenés par le monte-charges continu dont la toile est constituée par une série de lamelles chevauchant les disques du premier arbre et sont entraînés par adhérence sur les disques suivants pour être saisis par la toile sans fin du transporteur droit disposé à la suite de la courbe. Les arbres a, a', a'', sont tous moteurs et tournent à la même vitesse.

Fig. 417

Les escaliers Hocquart (fig. 418) sont des monte-charges ou ascenseurs continus obliques dont la toile est constituée par une chaîne dont les maillons affectent la forme d'une marche d'escalier. Chaque marche est constituée par une série de lamelles également espacées. Ce dispositif permet à un peigne de recevoir facilement à l'extrémité les objets ou la personne transportés.

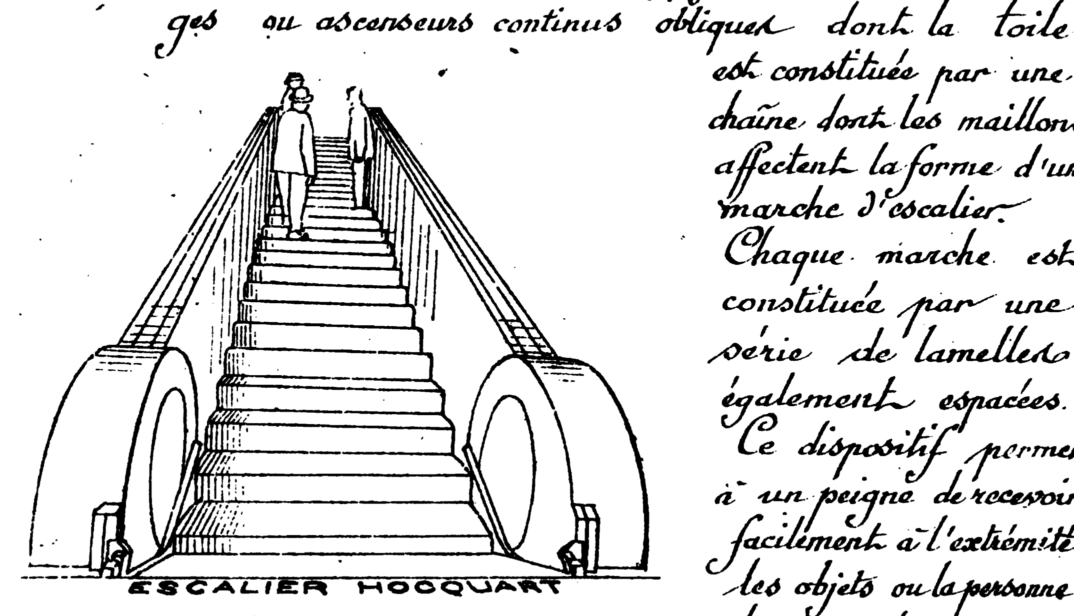


Fig. 418.

Le monte-charges continu (fig. 419) communément appelé vis d'Archimède est employé pour l'élévation continue des matières pulvérulentes. Comme pour les monte-charges (fig. 415, 416 et 417) l'élévation se fait par adhérence de la matière sur la paroi constituant la surface hélicoïdale H solidaire de l'arbre A qui est animé d'un mouvement de rotation continu suivant la flèche.

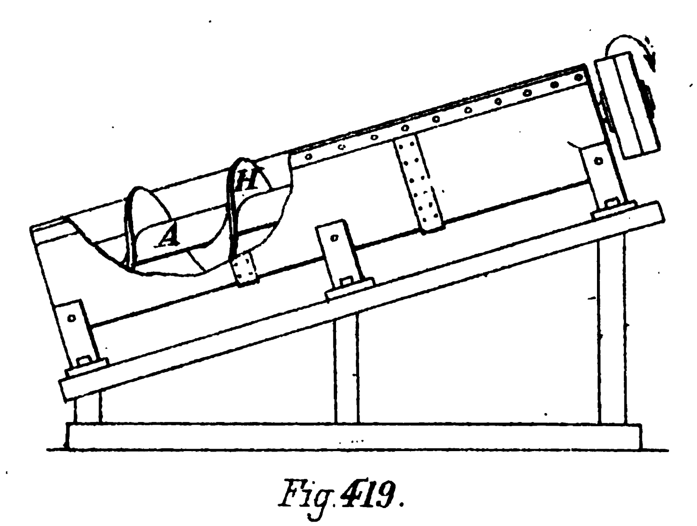


Fig. 419.

§ VI. _ Pompes.

210 _ Généralités. _ Les pompes sont des machines destinées à déplacer un corps liquide ou gazeux.

Les pompes sont dites norias ou pompes élévatoires lorsqu'elles ont pour fonction d'élever un liquide par action mécanique sur les parties de celui-ci.

Les pompes sont dites à mouvement alternatif

lorsqu'elles sont essentiellement constituées par une capacité dans laquelle se meut alternativement dans un sens et dans un autre un piston ayant pour effet de déplacer un liquide ou un gaz.

Les pompes sont dites rotatives lorsqu'elles sont essentiellement constituées par une capacité dans laquelle se meuvent, par mouvement continu, des organes ayant pour but le déplacement d'un liquide ou d'un gaz. Les pompes rotatives utilisées au déplacement de l'air se nomment ventilateurs.

Les pompes sont dites : trompes, injecteurs, ou éjecteurs, lorsque l'action tendant au déplacement d'un liquide ou d'un gaz est due aux effets des déplacements d'un liquide et d'un gaz, sans l'aide due au fonctionnement d'organes mécaniques.

211 — **Norias.** — Les norias ou pompes élévatoires sont essentiellement constituées par (fig. 420 et 421) un arbre A animé d'un mouvement de rotation continu, sur cet arbre est montée une roue ou poulie R qui est embrassée par une toile sans fin C constituée par une corde, une

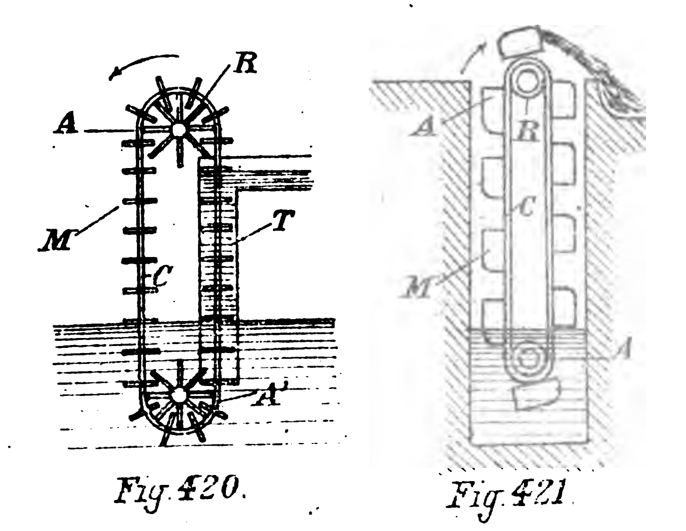


Fig. 420. Fig. 421

chaîne, etc....

La toile sans fin peut être guidée par un système d'arbre et poulie A assurant le déplacement rectiligne de ses brins.

Le chapelet (fig. 420) est une noria dont les organes actifs sont constitués par des pistons M (plats, sphériques) en métal ou en bois, ou en caoutchouc, etc....., placés de distance en distance le long d'une chaîne C. La chaîne se déplace dans un tube T, la section des pistons M étant sensiblement de même forme et de même surface que la section du tube T.

Le liquide à déplacer est saisi à la partie inférieure du tube entre deux pistons et est entraîné par le piston inférieur sur lequel il s'appuie.

Les norias proprement dites (fig. 421) ou chaînes à pots sont constituées par une toile sans fin C (chaînes, câbles, etc....) sur laquelle sont fixés des godets M. Les godets se déplaçant suivant la flèche, se remplissent de liquide lorsqu'ils sont à la partie inférieure et se vident automatiquement à la partie supérieure.

212. **Pompes à mouvement alternatif.** — Les pompes à mouvement alternatif (fig. 422 à 424) sont essentiellement constituées par un cylindre C dans lequel se déplace, d'un mouvement rectiligne alternatif, un piston P actionné mécaniquement.

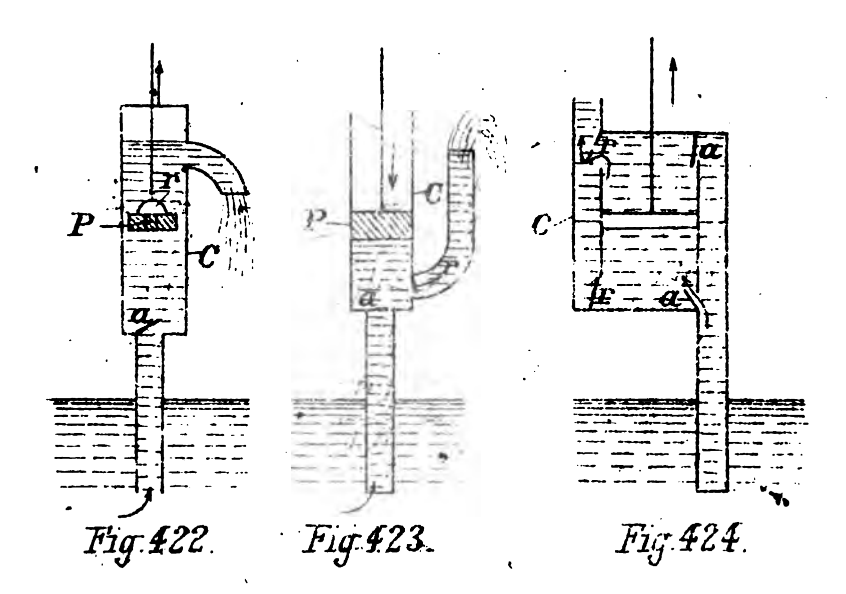


Fig. 422. Fig. 423. Fig. 424.

La pompe est dite aspirante (fig. 422) lorsque son piston comporte un clapet disposé de telle sorte que le liquide, aspiré dans le corps de pompe lorsque le piston est déplacé suivant la flèche, passe par ce clapet sur l'autre face du piston. Le liquide est alors élevé par le piston pendant la course d'aspiration suivante.

La pompe est dite aspirante et foulante (fig. 423) lorsque le clapet d'aspiration a et le clapet de refoulement r sont solidaires du corps de pompe.

La pompe est dite à double effet (fig. 424) lorsque le cylindre est complètement clos et comporte deux systèmes de clapets a, r, chacun de ces systèmes destinés à l'action de l'une des faces du piston sur le liquide ou le gaz considéré.

213. — **Pompes rotatives.** — Les pompes rotatives suivant leur mode d'action peuvent se diviser en deux catégories :

(a) - Pompes rotatives à piston.
(b) - Pompes à engrenages.
(c) - Pompes centrifuges.

(a) - **Pompes rotatives à piston.** — Les pompes rotatives à piston sont essentiellement constituées (fig. 425) par un corps de pompe C dans lequel se meut un piston P animé d'un mouvement de rotation continu qui lui est communiqué par un arbre A. Le liquide enfermé dans la capacité M ne peut passer dans la capacité N par suite de l'obturation des segments s, s', s'', respectivement pour s et s' sur la paroi de C et pour s'' sur la paroi du moyeu D. Le piston, pour le sens de rotation suivant la flèche, refoule en R. Ces pompes ne peuvent fonctionner que sous charge ou préalablement amorcées.

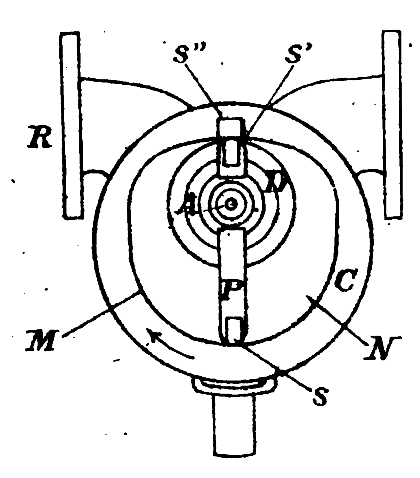


Fig. 425.

(b) **Pompes à engrenages.** — Les pompes

à engrenages (fig. 426) sont essentiellement constituées par un corps de pompe C dans lequel se meuvent, d'un mouvement de rotation continu, deux roues dentées P et P', l'un des axes A ou A' étant moteur.

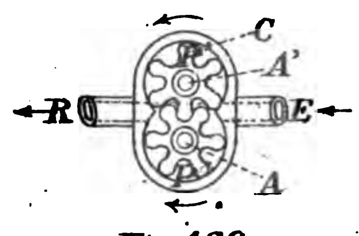


Fig. 426.

Pour le sens de rotation indiqué sur la figure, l'aspiration se fait en E le refoulement en R. Ces pompes, comme les précédentes, ne peuvent fonctionner que sous charge ou si elles ont été préalablement amorcées.

(c). Pompes centrifuges. — Les pompes centrifuges (fig. 427 et 428) sont essentiellement constituées par un corps de pompe C dans l'intérieur duquel se meut d'un mouvement circulaire continu un disque à ailettes D actionné par l'arbre A.

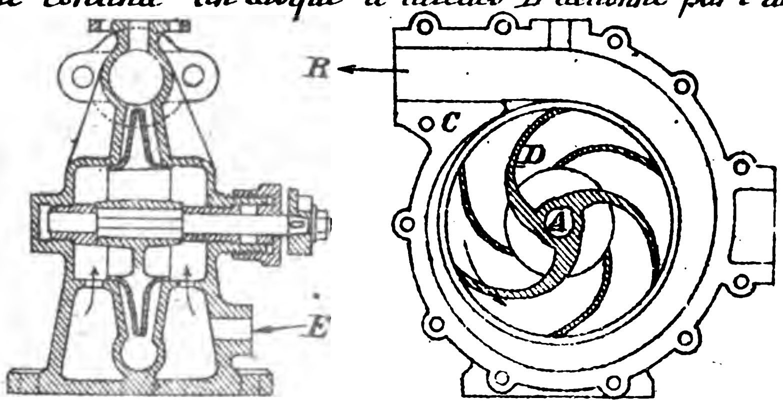


Fig 427. Fig. 428.

La pompe qui ne peut que fonctionner sous charge ou préalablement amorcée, aspire en E et refoule en R.

L'eau est entraînée par la roue à ailettes D, ou turbine, dans son mouvement de rotation elle est projetée par la force centrifuge vers la circonférence extérieure. La force vive de l'eau devient telle qu'elle peut vaincre des pressions très élevées.

Q étant la quantité d'eau à élever à la hauteur H (en mètres), la puissance nécessaire est en chevaux-vapeur.

$$N = \rho \frac{QH}{45} \quad (\rho \text{ variant de } 14 \text{ à } 20).$$

214. Trompes; injecteurs; éjecteurs. — Les trompes, injecteurs, éjecteurs (fig. 429) sont essentiellement constitués par une tubulure n, u, o, le fluide (gaz, vapeur, liquide) devant déterminer l'aspiration du liquide ou du gaz à aspirer, puis refouler, vient de A et est canalisé par les ajutages u et o dans la tuyère i. Le liquide ou le gaz à aspirer est appelé de B dans la tuyère i et les tuyères de mélange t, t′, t″, etc.... canalisent le mélange jusqu'à son arrivée dans la tuyère divergente r, de refoulement. Le mélange est alors évacué par c.

Les trompes, injecteurs et éjecteurs sont

employés pour faire le vide et pour l'alimentation des chaudières à vapeur.

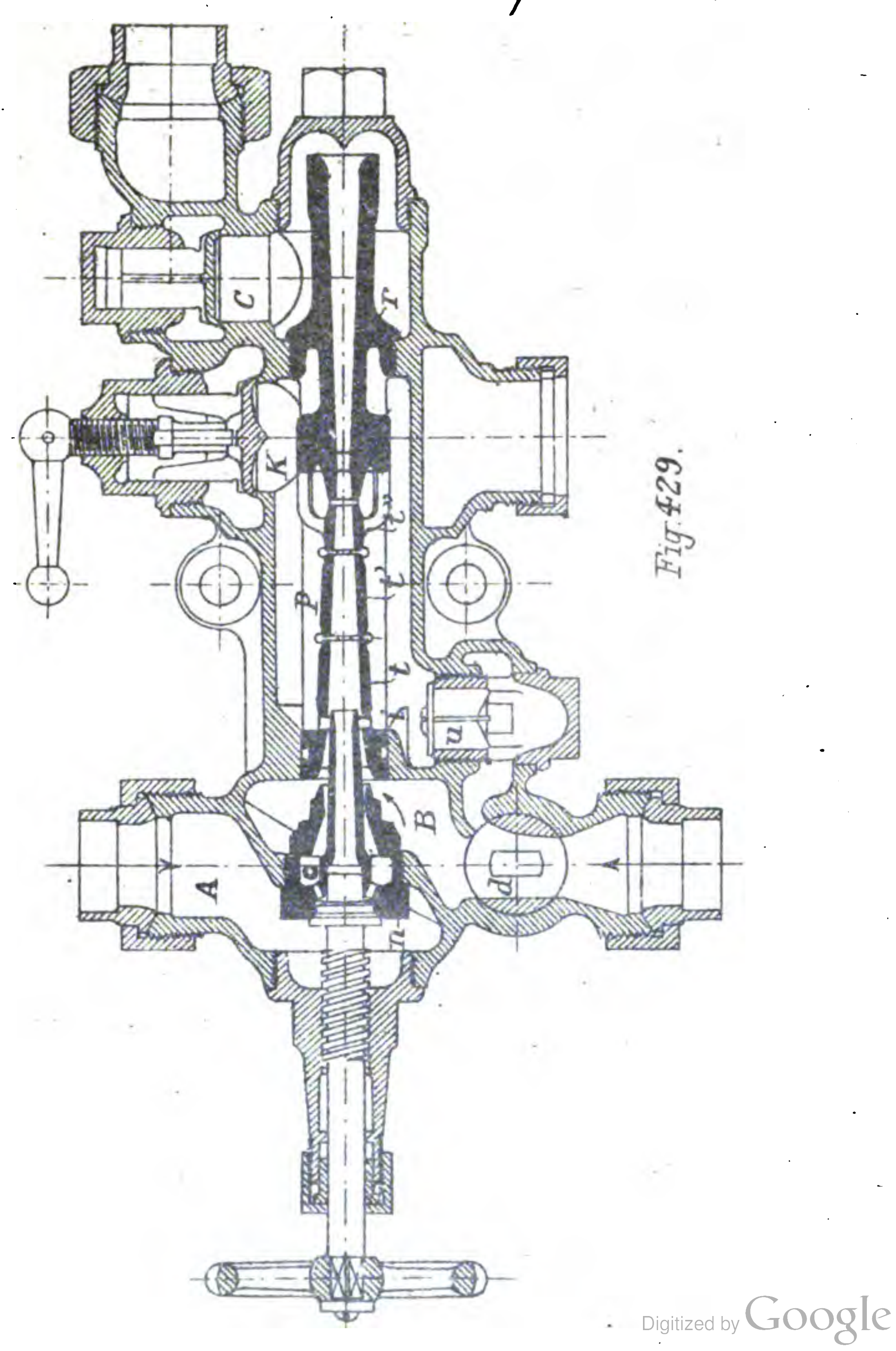


Fig. 429.

§VII – Presse hydraulique Accumulateurs hydrauliques.

215 – Presse hydraulique. –

La presse hydraulique est une machine essentiellement constituée par deux

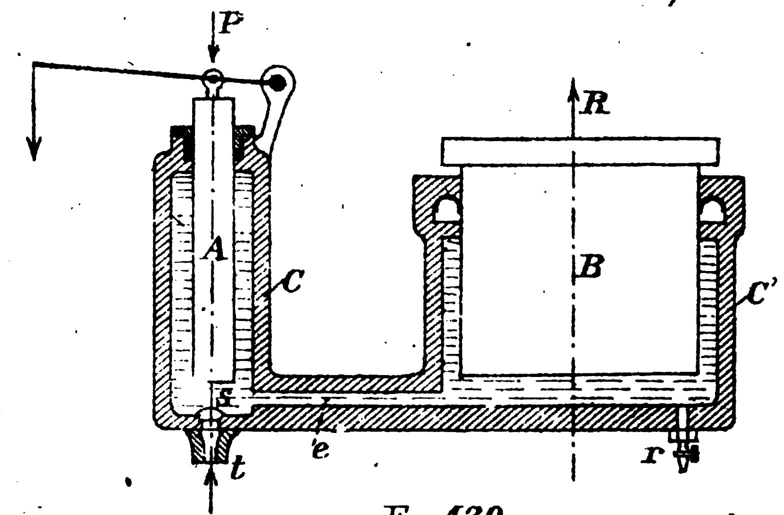


Fig. 430.

cylindres C et C' de diamètres différents et dont les capacités communiquent entre elles. Dans chacun de ces cylindres peut se mouvoir un piston, A dans C et B dans C'

L'espace mort existant entre les pistons et les parois des cylindres ainsi que la canalisation de réunion des cylindres, étant remplis d'un liquide incompressible, nous savons que l'équation d'équilibre d'un pareil système, d'après le principe de Pascal, est, pour un effort P exercé sur le piston A:

$$R = P \times \frac{\Omega}{W}$$

Ω étant la surface du piston B et W la surface du piston A.

La pompe C,A peut être actionnée à la main ou mécaniquement ; elle est alimentée par une tuyauterie t munie d'un clapet de retenue S. Un robinet de purge r permet de vider les cylindres après le travail.

Les applications de la pression hydraulique sont très nombreuses : machines à forger, cisailles, poinçonneuses, riveuses, machines à broyer, vérins, grues, monte-charges, ascenseurs, etc... etc...

216. — **Accumulateurs hydrauliques.** — Les accumulateurs hydrauliques sont des réservoirs d'eau sous pression constante.

Ils sont essentiellement constitués (fig. 431) par un cylindre C dans lequel peut se mouvoir un piston plongeur A.

Le piston A est généralement fixe et creux, le cylindre C très pesant est mobile et peut se déplacer verticalement, guidé par des montants fixes.

On envoie à l'aide de pompes de l'eau dans la capacité du cylindre C par une canalisation comportant un clapet de retenue.

L'eau des pompes a pour effet d'élever le cylindre C et elle s'emmagasine dans sa capacité au fur et à mesure que celle-ci croît.

Lorsque le cylindre est arrivé en haut de sa course, les pompes doivent cesser leur

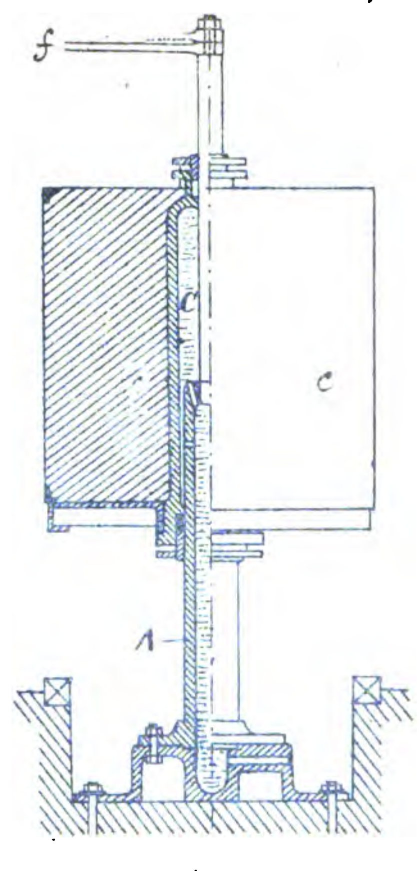


Fig. 431.

alimentation. Un canal f sert de trop plein. L'accumulateur étant en haut de sa course, on peut utiliser l'eau sous pression pour les besoins du fonctionnement des machines mues par de l'eau sous pression.

La pression unitaire de l'eau emmagasinée est :

$$p = \frac{P}{\Omega}$$

P étant le poids du cylindre C et Ω la section du piston A.

§ VIII - Ventilateurs.

217 - Principaux types de ventilateurs. —

Les ventilateurs sont des machines utilisées pour déplacer les gaz, notamment l'air, ou pour les comprimer.

Les ventilateurs peuvent être aspirants ou soufflants.

Suivant leur mode d'action sur le fluide, les ventilateurs se divisent en deux classes principales: ventilateurs hélicoïdes, ventilateurs centrifuges.

218. - Ventilateurs hélicoïdes.

Les ventilateurs hélicoïdes (fig. 432 et 433) sont essentiellement constitués par un bâti fixe B dont sont solidaires les paliers dans lesquels tourne un arbre K. Sur un moyeu M solidaire de K, sont montées des ailettes A constituées par des lames minces, de bois ou de métal, dont la surface est hélicoïdale.

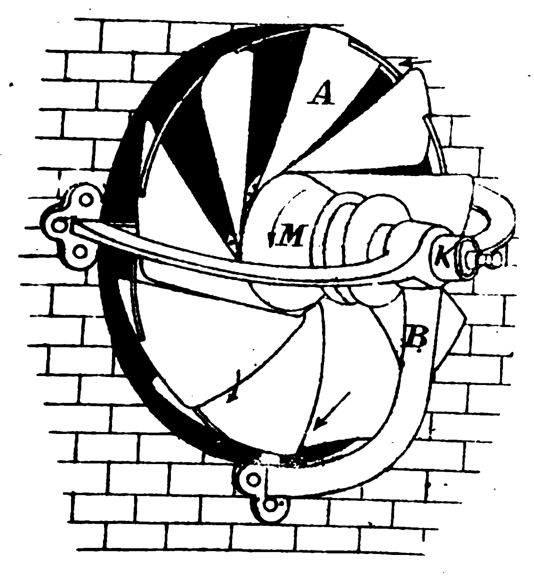


Fig. 432.

L'organe constitué par le moyeu M et les ailettes A se nomme turbine.

Le bâti B est généralement terminé par un cylindre enveloppant les ailettes pour diriger la colonne gazeuse.

L'examen des figures permet de concevoir facilement le fonctionnement de ces machines.

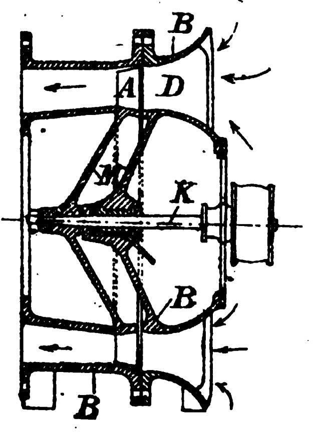


Fig. 433.

La figure 433 représente un ventilateur hélicoïde cellulaire constitué par un bâti B et une turbine MA.

Le bâti comporte un distributeur D à ailettes fixes qui sert à imprimer aux gaz la direction convenable pour qu'il n'y ait ni chocs ni remous.

Les ventilateurs hélicoïdes multicellulaires sont constitués par une série de ventilateurs, tels que celui figure 433, disposés en tandem ; ils sont utilisés pour de grands débits ou de fortes pressions.

219. — Ventilateurs centrifuges. —

Les ventilateurs centrifuges (fig. 434, 435 et 436), sont essentiellement constitués par un bâti B comportant les paliers de l'arbre de la turbine T constituée par un moyeu sur lequel sont montées des ailettes A.

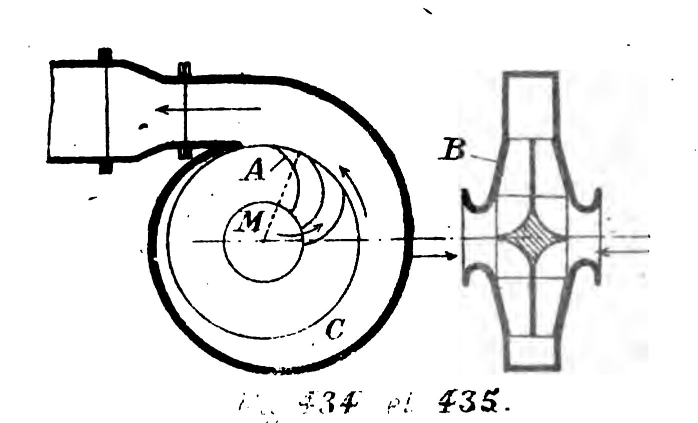


Fig. 434 et 435.

Suivant que les ailettes sont disposées dans le sens de celles figure 434 ou en sens inverse par rapport au sens de la rotation, la turbine est dite à action ou à réaction.

Le gaz pénètre par le centre de la turbine pour être évacué, par la périphérie des ailettes, dans un collecteur en colimaçon C terminé par la buse de sortie.

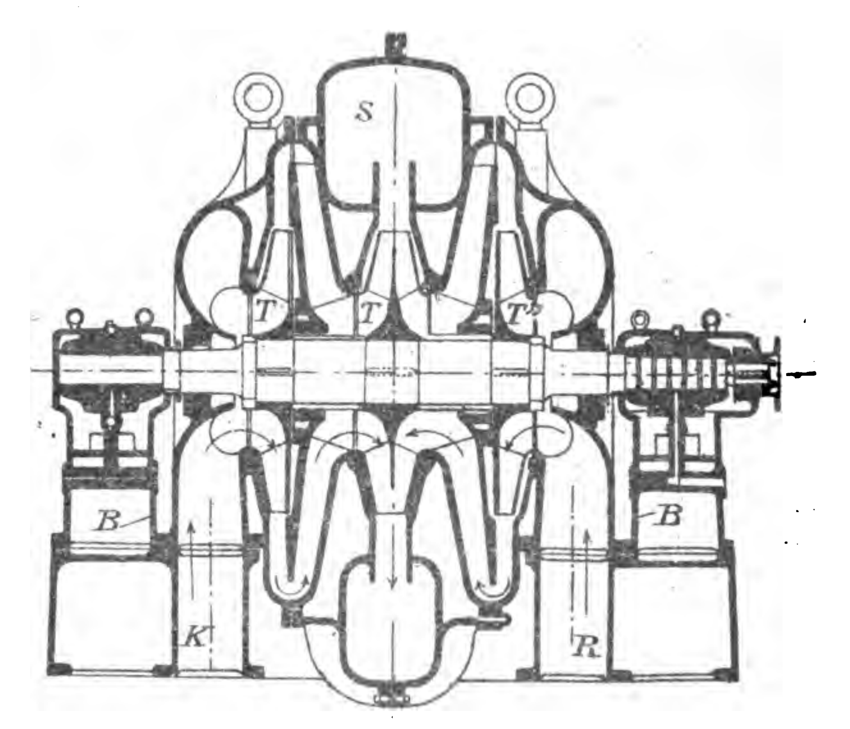


Fig. 436.

Les ventilateurs centrifuges multicellulaires (fig. 436) sont constitués par des ventilateurs cellulaires placés à la suite des uns des autres.

La turbine T' alimentée par la buse K

évacue par un collecteur circulaire qui amène les gaz au centre de la turbine T qui évacue à son tour dans un collecteur correspondant à la buse de sortie S. La turbine T' alimentée par la buse K évacue sur la partie de la turbine T correspondante qui évacue dans le collecteur commun aboutissant à la buse de sortie S.

Cette disposition particulière a été adoptée pour éviter les réactions longitudinales; elle n'est pas de rigueur.

Table des Matières.

Numéros		Pages.

Première Partie.

Mécanique Générale.

Chapitre I – Du Mouvement.

§ 1er – Caractéristiques et Classification des Mouvements.

§ 2 – Inertie.

Chapitre II – Des Forces.

§ 1er – Définition et représentation des forces

Numéros		Pages

Chapitre III - Machines simples.

§1er - Définition, Classification. Equilibre des machines simples.

Chapitre IV - Résistances passives

§1er - Définitions et Coefficients.

Deuxième Partie.

Mécanique appliquée.

Chapitre V. Transmission du mouvement.

§ 1er. Organes de transmission.

§ 2. Engrenages.

Numéros		Pages
	§ 7 - Embrayages et Débrayages.	
99	Embrayages	173
100	Débrayages	177
	§ 8 - Dispositifs de Graissage.	
101	Systèmes en usage	178

Chapitre VI.

Notions sur la résistance des matériaux

Numéros		Pages
	§ 1er - Éléments de calcul.	
102	Généralités	179
103	Élasticité	180
104	Fatigue	181
105	Résistance pratique	181
106	Module d'élasticité	182
107	Coefficients de résistance à la traction et à la compression de quelques matériaux	184
108	Détermination des efforts auxquels sont soumis les organes des machines	187
	§ 2. Extension.	
109	Extension ou traction	188
110	Cordes en chanvre	191
111	Câbles métalliques	193
112	Chaînes	194
113	Résistance des enveloppes cylindriques	195

§ 3. Compression.

§ 4. Flexion.

§ 5. Torsion.

Chapitre VII.

Moteurs ou récepteurs hydrauliques

§ 1er. Principes élémentaires.

Numéros		Pages.

Chapitre VIII.
Moteurs thermiques.

§ 1er - Généralités.

§ 2. Moteurs à vapeur.

Numéros		Pages

§ 3. Moteurs à explosion et à combustion interne.

Chapitre IX.

Machines de travail. Machines-outils

§ 1er. Principales machines pour le travail des métaux.

§2 - Principales machines pour le travail du bois

§3 - Principales machines employées dans l'industrie textile.

§4 - Autres machines usuelles.

§5 - Engins de levage.

Numéros		Pages
	§ 5 – Engins de levage.	
200	Leviers	481
201	Treuils	481
202	Cabestans	484
203	Crics	486
204	Vérins	487
205	Moufles et palans	491
206	Chèvres	492
207	Grues	494
208	Ponts roulants	499
209	Monte-charges. – Ascenseurs	500
	§ 6 – Pompes.	
210	Généralités	508
211	Norias	509
212	Pompes à mouvement alternatif	510
213	Pompes rotatives	512
214	Trompes, injecteurs, éjecteurs	514
	§ 7 – Presse hydraulique Accumulateurs hydrauliques.	
215	Presse hydraulique	516
216	Accumulateurs hydrauliques	517
	§ 8 – Ventilateurs.	
217	Principaux types de ventilateurs	518
218	Ventilateurs hélicoïdes	519
219	Ventilateurs centrifuges	520

d'Automobiles. Liv. I. *Moteurs.* — Liv. II. *urs (suite).* — Liv. III. *Voitures automobiles.*
d'Aviation. Liv. I. *Appareils d'aviation et propul.* — Liv. II. *Moteurs.*
ie Régulation.

X. — Droit, Législation

s de Droit administratif et de Droit pénal.
administratif. Liv. I. *Pouvoirs publics.* — Liv. II. *oirs publics. Domaine public et voirie.* — Liv. III. *oirs publics. Domaine public. Voirie et travaux ics.*
taires des clauses et conditions générales imposées entrepreneurs.
de Législations des Routes et chemins.
de Législation de Chemins de fer.
de Législation des Chemins de fer métropolitains.
de Législation des Eaux.
de législation de l'Électricité.
de Législation des Mines.
ation du Travail et Prévoyance sociale (M. Massé).
de Législation du Travail et notions de Législation ère et industrielle. Liv. I. *Lois appliquées par les ecteurs du travail.* — Liv. II. *Notions de Législa- ouvrière.*
de Législation du Bâtiment. Liv. I. *Le Constructeur.* Liv. II. *La Construction.*
de Législation et d'Économie rurales à l'usage des mètres. Liv. I. *Le Bornage.* — Liv. II. *Compléments Droit civil et administratif. Économie rurale.*
de Droit commercial et de transports par chemins de
de Droit commercial et Introduction à la pratique affaires.
ns de Droit pénal.
sur l'Instruction criminelle.

XI. — Exécution des Travaux

s de Pratique des travaux et de pratique du service.
de Pratique des travaux. Liv. I. *Matériaux de construction.* — Liv. II. *Préparation et mise en œuvre des ériaux.* — Liv. III. *Procédés généraux de construction.* Liv. IV. *Outillage général des chantiers de travaux publics.*
de Pratique des travaux et rédaction des projets.
de l'Ingénieur. Liv. I. *Matériaux de construction. connerie.* — Liv. II. *Exécution des travaux de terrassements. Ouvrages d'art. Fondations.* — Liv. III. *Instructions générales sur la rédaction des projets.*
sation générale d'une entreprise de travaux lics.

Routes, Voirie, Navigation intérieure, Travaux maritimes

s de Routes, Chemins vicinaux et Voies ferrées sur ussées.
s de Voirie urbaine et assainissement.
s pratique de Voirie vicinale.
s de Navigation intérieure.
s de Navigation intérieure. Liv. I. *Rivières à courant re.* — Liv. II. *Rivières canalisées. Barrages.* — Liv. III *ières canalisées. Écluses.* — Liv. IV. *Canaux.* — v. V. *Barrages pour retenue d'eau.*
ons de Travaux maritimes
s de Travaux maritimes. Liv. I. *Notions générales.* — Liv. II. *Étude des différents ouvrages d'un port maritime.* — Liv. III. *Côtes, fleuves et canaux maritimes. illage, administration.*

XIII. — Topographie et Tachéométrie

Notions de Topographie.
Cours de Topographie. Liv. I. *Topométrie.* — Liv. II. *Levés de Topographie générale.* — Liv. I. *Opérations souterraines.*
Cours de Tachéométrie.
Levés d'études à la planchette.
Calcul numérique des contenances.
Calcul graphique des contenances

XIV. — Organisation des Entreprises, Tenue des Bureaux

Cours de Pratique du service des Ponts et Chaussées.
Organisation générale d'une entreprise de Travaux publics.
Cours pratique de Voirie vicinale.
Organisation des travaux du géomètre.
Cours de Service postal. Liv. I. *Organisation du service. Correspondance postale.* — Liv. II. *Services accessoires de la poste, Caisse de comptabilité. Contentieux et réclamations.*
Cours de service télégraphique
Cours de service téléphonique.

XV. — Électricité et applications

Cours pratique d'Électricité théorique et industrielle. Liv. I. *Électricité théorique. Magnétisme. Électromagnétisme. Méthodes et appareils de mesures.* — Liv. II. *Applications industrielles. Machines électriques. Transport et distribution de l'Électricité. Éclairage.*
Notions théoriques et pratiques d'Électricité industrielle.
Cours moyen d'Électricité théorique et industrielle. Liv. I. *Électricité théorique.* — Liv. II. *Machines électriques.*
Applications industrielles de l'Électricité.
Cours d'Électricité industrielle. Liv. I. *Lois fondamentales de l'Électricité. Dynamos génératrices et moteurs, à courant continu.* — Liv. II. *Appareils et tableaux de distribution. Accumulateurs.* — Liv. III. *Lois des courants alternatifs. Alternateurs. Transformateurs.* — Liv. IV. *Distribution par courants alternatifs. Alternomoteurs.*
Installations à haute tension et usines centrales.
Cours de Traction électrique. Liv. I. *Matériel roulant.* — Liv. II. *Voie électrique.* — Liv. III. *Mouvement des trains sur les voies.*
Cours de Mesures électriques. Essais de machines.
Cours de Construction des machines électriques (avec atlas.) Liv. I. [illegible] *construction. Organes des machines. Bobi*[illegible] II. *Construction des machines électriques.*
Cours d'Éclairage électrique.
Dangers des courants électriques.

XVI. — Bâtiment, Ar[illegible]

Notions sur le Bâtiment.
Cours raisonné et détaillé du Bâtiment. Liv. I. — Liv. II. *Maçonneries.* — Liv. III. *dages. Outillage du chantier. Reprises en œuvre.* — Liv. IV. *Résistance des matériaux spécialement appliquée au bâtiment.* — Liv. *et fers. Petite charpente et menuiserie.* — Liv. *pente en bois et en fer.* — Liv. VII. *Couverture peinture.* — Liv. VIII. *Alimentation en e*

COURS ET INSTRUCTIONS (suite)

Remis aux Auditeurs et Correspondants

Liv. IX. *Distribution et installation d'ensemble d'un bâtiment.* — Liv. XI. *Détermination du mode de construction et du parti architectonique.* — Liv. XII. *Rédaction d'un projet.* — Liv. XIII. *Lever des bâtiments.* — Liv. XIV. *Métré et estimation du bâtiment.*
Ascenseurs et monte-charges.
Construction et installation des Bâtiments agricoles.
Construction des Usines et des établissements industriels.
Cours d'Architecture. Liv. I. *Éléments d'Architecture.* — Liv. II. *Composition architecturale.*

XVII. — Béton armé.

Cours de Béton armé. Liv. I. *Procédés généraux de construction et calcul des ouvrages.* — Liv. II. *Applications du béton armé.*

XVIII. — Chemins de fer

Cours de Chemins de fer. Liv. I. *Études et travaux d'infrastructure.* — Liv. II. *Matériel fixe de la voie.* — Liv. III. *Superstructure et entretien de la Voie et des bâtiments.* — Liv. IV. *Matériel roulant.* — Liv. V. *Exploitation technique.* — Liv. VI. *Exploitation commerciale.*
Cours de Tramways et de Chemins de fer métropolitains.
Cours pratique du Service de la Voie.
Cours de Voies ferrées d'intérêt local. Liv. I. *Concession.* — Liv. II. *Construction.* — Liv. III. *Matériel roulant. Exploitati-*

XIX. — Mines et Métallurgie.

Notions sommaires de Géologie et d'exploitation des Mines.
Cours d'exploitation des Mines. Liv. I. *Généralités. Sondages. Exploitation à ciel ouvert.* — Liv. II. *Exploitation à ciel souterraine. Fonçage des puits.* — Liv. III. *Abatage. Creusement et soutènement des galeries.* — Liv. IV. *Méthode d'exploitation souterraine. Remblayage. Transports souterrains.* — Liv. V. *Extraction. Aérage. Éclairage.* — Liv. VI. *Épuisement. Installations de surface. Accidents et règlements des mines.*
Cours de Prospections minières. Liv. I. *Prospection minière proprement dite.* — Liv. II *Étude spéciale des gîtes minéraux et métallifères.*
Cours de Métallurgie. Liv. I. *La fonte.* — Liv. II. *Élaboration des Fers et des Aciers.* — Liv. III. *Travail du Fer et de l'Acier.* — Liv. IV. *Essais mécaniques des aciers.* — Liv. V. *Métallurgie des principaux métaux autres que le Fer.*
Chimie analytique appliquée à la métallurgie.

XX. — Rédaction des projets.

Notions sur le Métré (*Cubature des terrasses et ouvrages d'art.*)
Cours de projet de Tracé et de terrassement (planches).
Instruction pour la rédaction d'un projet de viabilité.
Cours d'Ouvrages d'art :
1re Partie. — Description et métré. Liv. I. *Ouvrages en maçonnerie.* — Liv. II. *Ouvrages en bois et en fer.* — Liv. III. *Stéréométrie ou métré.*
2e Partie. — Rédaction des projets. Liv. I. *Instruction sur la rédaction des projets.* — Liv. II. *Ponts en maçonnerie.* — Liv. III. *Ponts métalliques.*
Cours de Ponts en maçonnerie. Liv. I. *Généralités.* Liv. II. *Étude des divers éléments des ouvrages.* Liv. III. *Projet et exécution des ouvrages.*
Cours de Constructions métalliques. Liv. I. *Généralités.* Liv. II. *Étude des assemblages et détails de construction.* — Liv. III. *Charpente en fer.* — Liv. IV. *Ponts métalliques.* — Liv. V. *Montage et épreuves. Établissement des entreprises et estimation.* — Liv. VI. *Étude des projets de ponts métalliques à une seule travée.*

XXI. — Hygiène et accidents du travail

Cours d'Hygiène professionnelle. Liv. I. *Hygiène des établissements.* — Liv. II. *Hygiène professionnelle.* — Liv. III. *Accidents.*
Cours de Prévention des accidents du travail.
Hygiène du travail.

XXII. — Divers.

FORMULAIRE MATHÉMATIQUE ET TECHNIQUE.
Conseils aux Candidats à la veille des examens techniques, (Conducteur des Ponts et Chaussées, Conducteur, Agent-Voyer, etc...).
Les lois françaises et étrangères.
Le Rôle de l'Ingénieur colonial et les travaux aux colonies.

Cours professés à l'Ecole supérieure des Postes et des Télégraphes

Cours de Construction de lignes télégraphiques et téléphoniques (2 volumes).
Cours d'Installations téléphoniques.
Cours d'Installations télégraphiques (2 volumes).
[illegible] Électricité.
[illegible] Applications industrielles de l'Électricité (*M. Mau-*
Cours d'Exploitation postale (*2 volumes*)
Cours de Comptabilité et de Droit budgétaire.
Moteurs thermiques.
Les derniers progrès réalisés en Télégraphie
Le Bureau téléphonique semi-automatique.
La Technique télégraphique en France [illegible] (*ouvrage couronné par l'Académie des sciences*).

Service spécial de rédaction et vérification de projets

[illegible] sultations pour MM. les Ingénieurs, Conducteurs, Architectes, Municipalités